

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов  
(підпис)

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2019 р.

**Дипломний проект  
на здобуття ступеня бакалавра**

з напрямку підготовки 6.050601 Теплоенергетика (спеціальності 144 Теплоенергетика)

на тему: «Індивідуальний тепловий пункт громадської будівлі в м. Харкові»

Виконав (-ла): студент (-ка) IV курсу, групи ТП - 51

\_\_\_\_\_ Мазурук Роман Сергійович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник

\_\_\_\_\_ Голіяд Микола Никифорович  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к. т. н. Каштанов С.Ф.

(назва розділу)

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Рецензент

\_\_\_\_\_  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Напрямок підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

(Спеціальність 144 «Теплоенергетика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов  
(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ  
на дипломний проект студенту**

Мазуруку Роману Сергійовичу \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Індивідуальний тепловий пункт громадської будівлі в м. Харкові.

керівник проекту Голіяд Микола Никифорович, старший викладач,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 р. № \_\_\_\_

2. Термін подання студентом проекту 18.06.2019 р.

3. Вихідні дані до проекту Кількість поверхів – 7; Кількість працівників – 500 чоловік; Розміри будинку – 48×24×24м.; Теплова мережа – 150×70°C; Кількість будинків – 1. Незалежна схема опалювання.

4. Зміст пояснювальної записки \_\_\_\_\_

1. Розробка схеми теплового пункту та її опис.

2. Розрахунок теплової схеми.

3. Підігрівач системи опалення.

4. Розрахунок навантажень та витрат на підігрівач ГВП.

5. Розрахунок теплообмінника підігрівача ГВП.

6. Підбір калорифера системи вентиляції

7. Вибір циркуляційних насосів систем опалення та ГВП.

8. Вибір розширювального баку системи опалення.

9. Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

1. Теплова схема ІТП. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

2. Підігрівач системи опалення. ЕСКД, А1 – 1 аркуш.

3. Компоновка обладнання у тепловій пункті. План на відмітці – 3.000. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Каштанов С.Ф., доцент		

7. Дата видачі завдання 03.05.2019 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1.	Визначення теплового навантаження споживачів		
2.	Розробка схеми ІТП		
3.	Розрахунок системи опалення		
4.	Розрахунок системи ГВП		
5.	Вибір основного обладнання		
	Графічна частина		
1.	Теплова схема ІТП		
2.	Підігрівач системи ГВП		
3.	Компоновка обладнання в тепловій пункті		

Студент

(підпис)

(ініціали, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

М.Н. Голіяд

(ініціали, прізвище)

# **Пояснювальна записка до дипломного проекту**

на тему: “Індивідуальний тепловий пункт громадської будівлі в м. Харкові.”

Київ – 2019 року

## АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Індивідуальний тепловий пункт громадської будівлі в м. Харкові»: пояснювальна записка на 64 с., 14 рис., 9 табл., 16 бібліографічних найменувань; креслень – 3 арк. ф. А1.

Мета проекту – розробка проекту індивідуального теплового пункту громадської будівлі.

Для кліматичних умов міста Харків визначені теплові навантаження на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання громадської будівлі з заданими характеристиками і кількістю людей.

Використовуючи нормативні матеріали та каталоги фірм-виробників відповідної продукції була розроблена і розрахована принципова схема індивідуальної системи тепlopостачання житлової будівлі та підібране її основне обладнання.

Наведений розрахунок витрати повітря на вентиляцію. За отриманими даними вибрано відповідно калориферна установка та дуттьовий вентилятор.

На кресленнях наведені теплова схема індивідуального теплового пункту, компоновка теплотехнічного обладнання та креслення тамбуру.

Відмічені основні заходи та засоби по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці.

Ключові слова: гаряче водопостачання, опалення, теплове навантаження, температура, коефіцієнт, вода, охорона праці.

## АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврского) уровня высшего образования на тему: «Индивидуальный тепловой пункт общественного здания в г. Харькове»: пояснительная записка на 64 стр., 14 рис., 9 табл., 16 библиографических наименований; чертежей – 3 листа ф. А1.

Цель проекта – разработка проекта индивидуального теплового пункта общественного здания.

Для климатических условий города Харьков определены тепловые нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение общественного здания с заданными характеристиками и количеством людей.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-производителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная схема индивидуальной системы теплоснабжения жилого здания и подобранное ее основное оборудование.

Приведенный расчет расхода воздуха на вентиляцию. По полученным данным выбрано соответственно калориферная установка и дутьевой вентилятор.

На чертежах приведены тепловая схема индивидуального теплового пункта, компоновка теплотехнического оборудования и чертежи тамбура.

Отмечены основные меры и средства по организационно-техническому обеспечению охраны труда.

Ключевые слова: горячее водоснабжение, отопление, тепловая нагрузка, температура, коэффициент, вода, охрана труда.

## SUMMARY

Graduation project of the first (bachelor) level of higher education on the topic: " Individual heat point of a public building in Kharkov ": explanatory note on 64 pages., 14 fig., 9 tab., 16 bibliographic names; drawings - 3 sheets of f. A1.

The aim of the project is to develop a project for an individual heat point of a public building.

For the climatic conditions of the city of Kharkov, the heat loads for heating, ventilation and hot water supply of a public building with given characteristics and the number of people are determined.

Using regulatory materials and catalogs of manufacturers of relevant products, a schematic diagram of the individual heat supply system of a residential building and its basic equipment were developed and calculated.

The above calculation of air flow for ventilation. According to the data obtained, the heater unit and the blower fan were selected respectively.

The drawings show the thermal diagram of the individual heat supply station, the layout of the heat engineering equipment and the drawings of the vestibule.

The main measures and means for organizational and technical support of labor protection are noted.

Key words: hot water supply, heating, heat load, temperature, index, water, labor protection.

## Зміст

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	9
Вступ.....	11
1. Опис схеми теплового пункту громадської будівлі.....	12
1.1 Опис вузла опалення .....	12
1.2 Опис вузла гарячого водопостачання.....	14
1.3 Опис вузла підігрівання повітря в тамбурі будівлі.....	15
2. Визначення теплових навантажень будівлі .....	17
2.1 Обрахунок теплового навантаження на опалення .....	17
2.2 Обрахунок теплових навантажень на вентиляцію .....	22
2.3 Обрахунок витрат теплових навантажень на гаряче водопостачання .....	23
3. Обрахунок підігрівача системи опалення.....	25
3.1 Вихідні дані обрахунку.....	25
3.2 Тепловий розрахунок підігрівача системи.....	25
3.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінника.....	29
3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	30
4. Розрахунок навантажень та витрат для підігрівача ГВП.....	32
4.1 Вихідні дані для розрахунку.....	32
4.2 Тепловий розрахунок навантажень.....	32
5. Розрахунок теплообмінника для ГВП.....	34
5.1 Вихідні дані для розрахунку.....	34
5.2 Тепловий розрахунок.....	34
5.3 Гідравлічний розрахунок.....	38
5.4 Визначення діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	39
6. Вибір калорифера для нагрівання повітря.....	42
6.1 Розрахункові витрати повітря на вентиляцію будівлі.....	42
6.2 Вибір калориферної установки .....	42
6.3 Розрахунок и вибір дуттьового вентилятора.....	45
7. Підбір циркуляційного насосу для системи опалення та гарячого водопостачання..	48

					ТП 51 56 007 ПЗ			
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Мазурук Р.С.				Індивідуальний тепловий пункт Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник	Голіяд М.Н.					Д	П	Б
П.контр.							7	63
Н. Контр.	Боженко М.Ф.					НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського", ТЕФ, кафедра ТПТ		
Зав. каф.	Варламов Г.Б.							



7.1 Розрахунок основних параметрів та підбір циркуляційного насосу системи опалення.....	48
7.2 Підбір циркуляційного насосу для системи гарячого водопостачання.....	51
8. Підбір розширювального баку в системі опалення.....	53
8.1 Розрахунковий об'єм води.....	53
8.2 Мінімальний об'єм розширювального баку.....	54
9. Охорона праці.....	55
9.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкту.....	55
9.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії та мікроклімат робочої зони.....	57
9.3 Пожежна безпека та профілактика.....	59
Висновки.....	61
Перелік посилань.....	62
Додаток А	
Перевірка дипломного проекту на академічний плагіат.....	63

## Перелік умовних позначень, скорочень, термінів

### Умовні позначення:

$Q$  – витрата теплоти;  
 $t$  – температура;  
 $G$  – масова витрата води;  
 $F$  – площа поверхні;  
 $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;  
 $k$  – коефіцієнт теплопередачі;  
 $w$  – швидкість руху;  
 $D$  – діаметр;  
 $P$  – тиск;  
 $V$  – об'єм;  
 $A$  – температурний множник;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 $Pr$  – критерій Прандтля;  
 $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості;  
 $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  
 $\rho$  – густина.

### Індекси:

#### – нижні:

оп – параметри опалення;  
г – параметри гарячого теплоносія (води);  
х – параметри холодного теплоносія (води);  
тах – максимальні параметри;  
г.в – параметри системи гарячого водопостачання;  
р – розрахункова величина;  
з – параметри зовнішнього повітря;  
вн – параметри внутрішнього повітря;  
пл – параметри пластини теплообмінного апарату;  
рец – параметри рециркуляційної води;  
ср – середнє значення;

#### – верхні:

min – мінімальні параметри;

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

н – параметри насосів;

зл – параметри точки зламу;

л – параметри літнього періоду.

**Скорочення:**

ГВП-гаряче водопостачання;

ТОА-теплообмінний апарат;

ІТП-індивідуальний тепловий пункт;

ЦТП-центральний тепловий пункт;

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Вступ

Суттєвим елементом систем теплопостачання громадських будівель є теплові пункти [1, 2]. Вони поділяються на: центральні і індивідуальні. До ІТП відносяться тільки установки із вузлами приєднання до теплових мереж систем теплопостачання однієї будівлі чи її частини.

До ЦТП відносяться усі інші теплові пункти, з кількістю будинків два або більше.

За класифікацією теплових мереж поділяють на :

- місцеві теплові пункти, які обслуговують системи теплопостачання окремих будівель;
- групові чи мікрорайонні теплові пункти, які обслуговують певну територію житлових будівель чи усі будівлі в межах мікрорайону;
- районні теплові пункти, які обслуговують усі будівлі у межах певного житлового району.

По різних способах регулювання відпуску теплоти розрізняють:

- центральне якісне регулювання – тільки на джерелах теплоти;
- районне, групове чи мікрорайонне – на відповідних теплових пунктах ;
- місцеве – на місцевих теплових пунктах окремих будівель ;
- індивідуальне – на окремих теплоприймачах (приладах системи опалення, вентиляції і гарячого водопостачання).

Основним одиницями теплового пункту є таке обладнання як: циркуляційні насоси, теплообмінники, грязьовики, розширювальні баки. Також часто в теплових пунктах використовують прилади контролю і регулювання, різноманітна арматура, а також труби і теплова ізоляція [3].

Клапани у теплових пунктах можуть використовуватися для регулювання. Запобіжні клапани у теплових пунктах застосовуються для захисту опалювальних систем від підвищення тиску. У теплових пунктах широке застосування мають зворотні поворотні клапани. Клапани встановлюються на горизонтальному трубопроводі кришкою вверх і на вертикальному – ущільненою поверхнею затвору вверх. Вода подається під диск.

Грязьовики застосовуються у теплових пунктах на прямих трубопроводах для захисту місцевих установок і систем від сторонніх предметів, які потрапляють у зовнішні трубопроводи при їх монтажу, на зворотних трубопроводах – перед витратомірами.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 ОПИС СХЕМИ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ ГРОМАДСЬКОЇ БУДІВЛІ

## 1.1 Опис вузла опалення

Завдяки дефіциту енергоносіїв на Україні дуже гостро постають питання про економію теплової та електричної енергії. Економію теплової енергії дозволяє здійснити індивідуальне регулювання витрати тепла у тепловому пункті, яке суміщене з центральним регулюванням.

Незалежна схема опалення є такою схемою, яка допомагає заощадити теплову енергію. Через пластинчатий підігрівач, тепла мережа підключається до системи опалення в цій схемі. За допомогою власного тиску розширювального баку, система може успішно функціонувати за допомогою нього. Також за допомогою підігрівача, можна виконати осмислений режим регулювання у нашій системі. Це дуже раціонально, якщо в графіках центрального регулювання є зони постійної температури води. За допомогою відцентрових насосів відбувається рух води в системі опалення. Найважливішою перевагою незалежної системи є те, що гостра мережева вода не може потрапити в систему опалення будинку [1,2].

Насамперед основним недоліком системи – є велика ціна таких елементів системи як підігрівач, розширювальний бак [2].

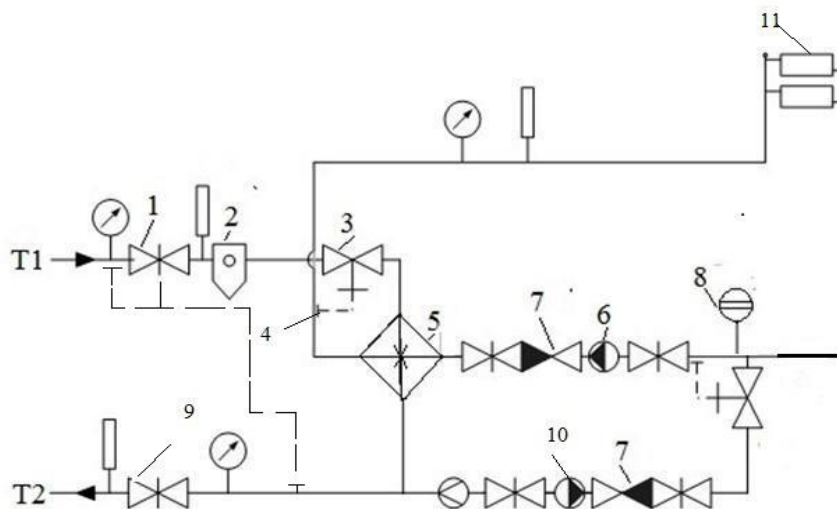
Для потреб опалення громадської будівлі в нашому місті приймаємо принципову незалежну схему системи опалення яка наведена на рисунку 1.1 .

Регулятор температури води, який встановлений на прямому трубопроводі до теплообмінного апарату; розширювальний бак; теплообмінний апарат , що створює незалежну схему приєднання; регулятора перепаду тиску, розміщений на прямому трубопроводі; циркуляційний насос-всі ці елементи є основними в системі.

За допомогою прямого трубопроводу Т1 мережна вода спочатку проходить через фільтр – грязьовик 2, де залишаються великі механічні домішки, за допомогою яких відбувається закупорювання каналів теплообмінника та пониження його номінальної потужності.

Регулятор перепаду тиску 1 потрібен для підтримки незмінного перепаду тисків між прямою магістраллю та зворотною магістраллю теплопостачання, задля того щоб витрати теплоносія через теплообмінні апарати були сталими, навіть не дивлячись на зміну деяких зовнішніх параметрів. Потім теплоносій після регулятора тиску 1, та після фільтра грязьовика 2 надходить до теплообмінника 5.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



- 1- регулятор перепаду тиску;
- 2-фільтр грязьовик;
- 3- регулятор температури;
- 4- температурний датчик в прямому трубопроводі T1 місцевої системи;
- 5- пластинчатий теплообмінник;
- 6- циркуляційний насос;
- 7- зворотній клапан;
- 8- розширювальний бак;
- 9- вентиль;
- 10- підживлювальний насос;
- 11- опалювальні пристрої

Рисунок 1.1- Принципова схема незалежної системи опалення.

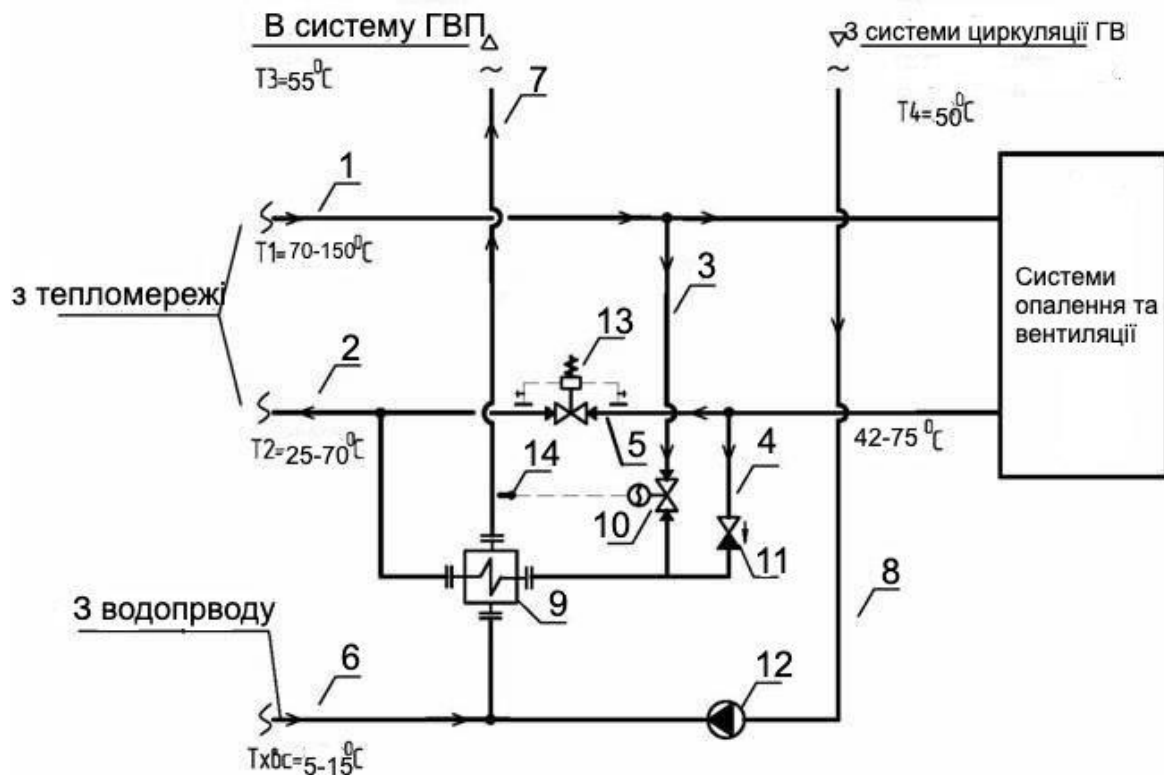
Після теплообмінного апарату 5, мережева вода йде до зворотнього трубопроводу мережевої води T2.

До основних елементів які входять до внутрішнього контур системи опалення входять: розширювальний бак 8, опалювальні пристрої 11, циркуляційні насоси 6, які забезпечують рух води з потрібною нам витратою і напором, тим самим забезпечуючи необхідну теплову потужність нашої системи; вузол підживлення з насосом 10, котрий служить для заповнення системи в момент запуску.

## 1.2 Опис вузла гарячого водопостачання

ГВП споживачів реалізоване по одноступеневій схемі [4] (рисунок 1.2). Вузол розраховується на максимальне навантаження споживачів в точці зламу графіка залежності температури мережевої води від температури атмосферного повітря.

					ТП 51 56 007 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			



- 1 – трубопровід прямої мережної води ;
- 2 – трубопровід зворотної мережної води;
- 3 – трубопровід прямої мережної води до системи ГВП;
- 4 – трубопровід зворотної мережної води до системи ГВП;
- 5 – вода до трубопроводу Т2;
- 6 – трубопровід холодної питної води;
- 7 – трубопровід в систему ГВП;
- 8 – циркуляційний трубопровід ГВП;
- 9 – пластинчатий теплообмінник системи ГВП;
- 10 – двоходовий регулюючий клапан;
- 11 – зворотній клапан;
- 12 – циркуляційний насос системи ГВП;
- 13 – регулятор перепуску;
- 14 – датчик температури;

Рисунок 1.2 – Принципова схема ГВП

Робота схеми відбувається наступним чином. Холодна вода В1 підігрівається в теплообміннику 9 за рахунок суміші прямої мережної води (з трубопроводу Т1; її витрати регулюються клапаном 10 у відповідності з температурою води на ГВП після теплообмінника 9, яка контролюється датчиком 14) та води з трубопроводу Т2 опалювальної мережі (кількість якої встановлюється регулятором перепуску 13).

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В схемі на рис. 1.2. організований контур рециркуляції (з насосом 12) для підтримування температури води на ГВП після теплообмінника 9 при мінімальному її споживанні на рівні  $\sim 55^{\circ}\text{C}$ .

Така схема ГВП має наступні переваги: зниження витрат на обладнання; економія площ в ІТП за рахунок відсутності другого теплообмінника і його зони обслуговування; у зимовий період при відсутності водорозбору компенсація тепловтрат в системі циркуляції ГВП в данній схемі забезпечується тільки за рахунок теплової енергії зворотної води з системи опалення, що зменшує загальний витрата мережевої води [4].

Якщо порівнювати схему з паралельною одноступеневою схемою ГВП, то вона, очевидно, енергоефективніше за рахунок використання теплоти зворотної води системи опалення та вентиляції [4].

Проведені натурні випробування схеми, рис. 1.2,[4] показали, що ефективність використання теплоти мережної води при відношенні  $Q_{c.в.}^{\max} / Q_o^{\max} = 0,35$  займає проміжне становище між паралельною одноступеневою схемою ГВП та двоступеневою змішаною схемою ГВП. Причому, при температурі зовнішнього повітря менше  $-9^{\circ}\text{C}$  ефективність (питомі втрати мережної води на ГВП в ТП)схеми рис. 1.2. та двоступеневої змішаної схеми однакова.

### 1.3 Опис вузла підігрівання повітря в тамбурі будівлі

Тамбур - прохідний простір між зовнішніми дверима будівлі і дверима, що безпосередньо відділяють цей простір від власне самих приміщень будівлі. Він призначений для суттєвого зменшення інфільтрації зовнішнього повітря до будівлі. В даному проекті, тамбур виконує цю функцію за рахунок змішування холодного повітря, що проникає при відкриванні його зовнішніх дверей, з теплим повітрям після калориферів, яке постійно подається в опалювальний сезон через бокові стіни тамбуру.

Оцінювання [3] можливості використання лише теплової повітряної завіси (зовнішні двері будівлі постійно відчинені) показало недоцільність такого рішення для цього проекту (температура гарячого повітря після калорифера повинна бути близько  $80^{\circ}\text{C}$  з одночасним збільшенням напору повітря після вентиляторів; оцінювання проводилось для постійних витрат повітря на калорифери)[3,5].

Тому для реалізації задачі підігрівання повітря в опалювальний сезон в тамбурі будівлі доцільно використовувати конструкції зовнішніх дверей тамбуру, які забезпечили б мінімальну інфільтрацію до нього холодного атмосферного повітря (наприклад, обертова система дверей з зовнішніми по їх периметру ущільнювачами).

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1.3.

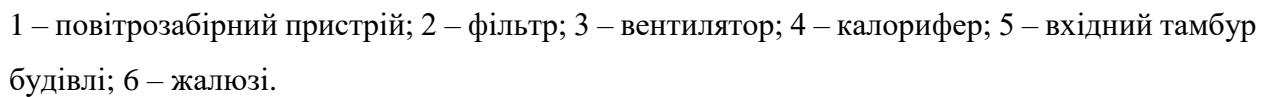


Рисунок 1.3 – Схема вузла підігріву повітря у входному тамбурі будівлі

Зовнішнє холодне повітря через повітрозабірний пристрій гравітаційного типу 1 (відмітка забору повітря 3,5 м) та тканинний фільтр 2, поступає на всмоктування вентилятора 3, після якого — на вхід до калорифера 4. Нагрівання повітря в калорифері відбувається за рахунок прямої мережної води Т1. Нагріте повітря після калорифера надходить до тамбуру 5 через бокові стіни з направляючою решіткою. Надлишок теплого повітря з 5 через жалюзі 6 надходить до приміщень першого поверху будівлі.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ БУДІВЛІ

### 2.1 Обрахунок теплового навантаження на опалення

#### 2.1.1 Вхідні дані до розрахунку:

- місто – Харків.
- кількість працівників– 500;
- розміри будинку – 48х24х24 м;
- висота вікна –  $H_{\text{вік}} = 1,5$  м;
- кількість поверхів в будинку– 6;
- температуру води у тепловій мережі – 150х70 °С;

Характеристика стін – цегляні з повітряним прошарком на важкому розчині, товщина  $\delta_1 = 565$  мм (товщина прошарку  $\delta_0 = 50$  мм).

Характеристика перекриття – з горищем, збірні залізобетонні панелі товщиною 160 мм; утеплювач – шлак товщиною  $\delta = 200$  мм.

Характеристика засклення – подвійне засклення в дерев'яних сполучених рамах.

Розрахункова температура внутрішнього повітря  $t_{\text{вн}} = 20$  °С [6].

#### 2.1.2 Кліматологічні дані для м. Харкова [6]:

- тривалість опалювального періоду –  $n = 179$  діб;
- температура зовнішнього повітря у холодний період року;
  - розрахункова для опалення –  $t_{\text{ро}} = -23$  °С;
  - середня опалювального періоду –  $t_n^{\text{ср.о}} = -1,0$  °С.

2.1.3 Обрахунок теплових втрат в холодний період року, в заданому приміщенні житлового будинку обраховується за формулою, кВт, [7]

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{осн.}} + Q_{\text{дод.}}, \quad (2.1)$$

де  $\Sigma Q_{\text{осн.}}$  – підсумок втрат теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції такі як вікна, зовнішні стіни, зовнішні двері, підлогу для першого поверху, перекриття для останнього поверху, кВт;

$Q_{\text{дод.}}$  – додаткові втрати які враховують такі параметри як орієнтацію приміщення за сторонами світу, інфільтрацію зовнішнього повітря, дві та більше кутових зовнішніх стін, кВт.

2.1.4 Обрахунок втрат теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, які розраховуються за формулою для кожного елемента, кВт, [6]:

$$Q_{\text{осн}} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}) n_i, \quad (2.2)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт теплопередачі деяких зовнішніх конструкцій,  $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$F_i$  – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій,  $m^2$ ;

$t_{вн}$  – температура повітря в середині приміщення,  $^{\circ}C$ ;

$t_{p.o.}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення,  $^{\circ}C$ ;

$n_i$  – коефіцієнт для обрахунку зниження  $\Delta t$ , в залежності від від положення поверхні огорожувальної конструкції.

Коли обраховуються теплові втрати приміщення висота якого більша ніж 4 м, то потрібно поділити на дві секції по висоті і обрахувати теплові втрати для кожної секції окремо. При цьому розрахункова  $\Delta t$  для зовнішньої конструкції висотою до 4м буде розраховуватись за формулою (2.2), а розрахункова  $\Delta t$  для зовнішніх конструкцій, висота яких вище 4 м від

підлоги, розрахункова  $\Delta t$ : , 
$$\Delta t = \frac{t_{вн} + t_{зв}}{2} - t_{p.o.}, ^{\circ}C \quad (2.3)$$

де  $t_{зв}$  – температура повітря зверху приміщення,  $^{\circ}C$ .

де  $k$  – коефіцієнт зростання температури в залежності від висоті, значення якого можна взяти від 0,2 до 1,5  $^{\circ}C/m$ ;  $H_n$  – висота заданого приміщення, м.

$$t_{зв} = t_{вн} + k(H_n - 4), ^{\circ}C, \quad (2.4)$$

#### 2.1.6 Визначаємо зовнішні розміри огорожень

$$A_{сз} = a_1 + 2\delta_1 = 48 + 2 \cdot 0,615 = 49,23 \text{ м};$$

$$A_{пн} = a_1 + 2 \delta_1 = 24 + 2 \cdot 0,615 = 25,23 \text{ м}.$$

#### 2.1.7 Визначаємо висоту зовнішніх стін:

$$H_{ст1} = 3 \text{ м};$$

$$H_{ст2} = (H_n - 3) + \delta_2 + \delta \quad . \quad (2.5)$$

$$H_{ст2} = (24 - 3) + 0,160 + 0,200 = 21,36 \text{ м}$$

2.1.8 Згідно довідника [2], визначаємо коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриття та вікон:

$$- K_{ст} = 1,07 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K);$$

$$- K_{п} = 0,88 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K);$$

$$- K_{вік} = 2,94 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

#### 2.1.9 Знаходимо площу поверхні всіх вікон, $m^2$

$$F_{вік} = H_{вік} C n_{вік}, \quad (2.6)$$

де  $n_{вік}$  – кількість вікон,

$C$  – ширина вікон, м.

- для вікон в стінах які знаходяться зі західної та східної сторони будівлі, для першого поверху

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{вік1.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 16 = 48 \text{ м}^2;$$

- для вікон в стінах які знаходяться зі західної та східної сторони будівлі, для інших поверхів

$$F_{\text{вік1.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 90 = 270 \text{ м}^2;$$

- для вікон в стінах які знаходяться на півдні та півночі, для першого поверху

$$F_{\text{вік2.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 6 = 18 \text{ м}^2;$$

- для вікон в стінах які знаходяться на півдні та півночі, для інших поверхів

$$F_{\text{вік2.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 32 = 96 \text{ м}^2;$$

2.1.10 Знаходим зовнішні поверхні стін

$$F_1 = A_{\text{П}} \cdot H_{\text{ст}} - F_{\text{вік}}, \quad (2.7)$$

- для стін, які знаходяться на першому поверсі та орієнтовані на північ та південь

$$F_{1.1} = 25,23 \cdot 3 - 18 = 57,69 \text{ м}^2;$$

- для стін, які знаходяться на інших поверхах та орієнтовані на північ та південь

$$F_{1.2} = 25,23 \cdot 21,36 - 96 = 442,9 \text{ м}^2;$$

- для стін, які знаходяться на першому поверсі та орієнтовані на схід та захід

$$F_3 = 49,23 \cdot 4 - 48 = 99,69 \text{ м}^2;$$

- для стіни, які знаходяться на інших поверхах та орієнтовані на схід та захід

$$F_3 = 49,23 \cdot 21,36 - 270 = 781 \text{ м}^2;$$

2.1.11 Визначаємо площу перекриття, м:

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5\delta_1) (a_2 + 0,5\delta_1), \quad (2.8)$$

$$F_{\text{пер}} = (48 + 0,5 \cdot 0,615) (24 + 0,5 \cdot 0,615) = 1174,2 \text{ м}^2.$$

2.1.12 Розрахункова різниця температур:

- при висоті приміщення  $H_{\text{п}} \leq 4$  м різниця температур визначається за наступною формулою:

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (2.9)$$

$$\Delta t_1 = 20 - (-23) = 43 \text{ } ^\circ\text{C};$$

2.1.14 Визначення теплових втрат через підлогу:

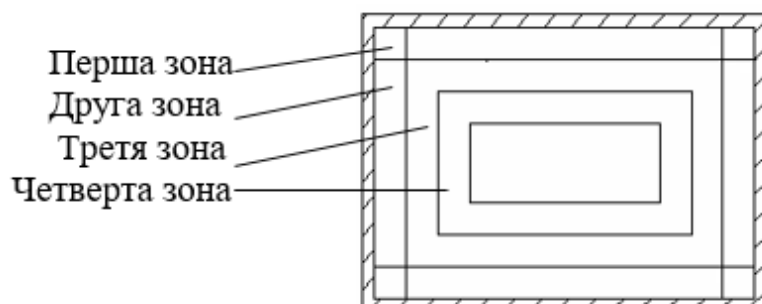


Рис. 2.1 – Поділ площі підлоги на зони

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За заданими даними розміри підлоги дорівнюють :  $48 \times 24 = 1152$  м, відповідно площі зон :

$$F_I = 272 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{II} = 240 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{III} = 208 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{IV} = 152 \text{ м}^2 .$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (згідно з довідковою літературою [7]) складають:

- для 1-ї зони -  $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$  ;

- для 2-ї зони -  $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ ;

- для 3-ї зони -  $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ ;

- для 4-ї зони -  $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ .

Для кожної зони теплові втрати через підлогу розраховуються окремо за формулою:

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_1, \text{ кВт}, \quad (2.10)$$

$$Q_I = \frac{272}{2,15 \cdot 1000} \cdot 43 = 5,69 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{II} = \frac{240}{4,3 \cdot 1000} \cdot 43 = 2,51 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{III} = \frac{208}{8,6 \cdot 1000} \cdot 43 = 1,08 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{IV} = \frac{152}{14,2 \cdot 1000} \cdot 43 = 0,48 \text{ кВт} ;$$

$$\sum Q = 5,69 + 2,51 + 1,08 + 0,48 = 9,76 \text{ кВт} .$$

2.1.15 Обраховуючи витрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення визначаємо за формулою (2.2). Коефіцієнт  $n = 1$  для вертикальних зовнішніх стін і  $n = 0,9$  коли перекриття з дахом. Результати обчислень заносимо в табл. 2.1.

2.1.16 Розрахунок теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря знаходиться як 15% від основних теплових втрат

$$Q_{\text{інф}} = (13,335 + 13,335 + 37,485 + 37,485 + 2,5 + 2,5 + 6,667 + 6,667) \cdot 0,15 = 17,99 \text{ кВт}.$$

2.1 17. Сума теплових втрати приміщення знаходиться за формулою, кВт:

$$Q_{\text{втр}} = \sum Q_{\text{обг.і}} + Q_{\text{інф}} = 315,878 + 17,996 = 333,9 \text{ кВт}.$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1. Результати розрахунків утрат теплоти

Зовнішн є обгород- ження	Орієнта- ція за сторо- нами світу	Поверхн я обгород- ження $F_i, \text{м}^2$	Розрахун - кова різ- ниця тем- ператур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієн т теплопере- - дачі $K_i,$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$	Втрати теплоти через обго- родженн я $Q_{\text{обг.}i},$ кВт	Додатков ы втрати, %	Втрати теплоти, враховуюч и додаткові, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8
Перший поверх							
Зовнішня Стіна	Пн	57,69	45	1,07	2,777	5	2,916
Зовнішня Стіна	Пд	57,69	45	1,07	2,777	5	2,916
Зовнішня Стіна	Зх	99,69	45	1,07	4,8	5	5,040
Зовнішня Стіна	Сх	99,69	45	1,07	4,8	5	5,040
Вікна	Пн	18	45	2,94	2,381	5	2,5
Вікна	Пд	18	45	2,94	2,381	5	2,5
Вікна	Сх	48	45	2,94	6,35	5	6,667
Вікна	Зх	48	45	2,94	6,35	5	6,667
Інші поверхи							
Зовнішня Стіна	Пн	442,9	45	1,07	21,32	5	22,386
Зовнішня Стіна	Пд	442,9	45	1,07	21,32	5	22,386
Зовнішня Стіна	Сх	781	45	1,07	37,6	5	39,48
Зовнішня Стіна	Зх	781	45	1,07	37,6	5	39,48
Вікна	Пн	96	45	2,94	12,7	5	13,335
Вікна	Пд	96	45	2,94	12,7	5	13,335
Вікна	Сх	270	45	2,94	35,7	5	37,485
Вікна	Зх	270	45	2,94	35,7	5	37,485
Перекриття	-	1174,2	45	0,88	46,5	-	46,5
Підлога	-	-	45	-	9,76	-	9,76
Всього		315,878					

					ТП 51 56 007 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

### 2.1.3 Обрахуємо річну витрату теплоти на опалення приміщення

$$Q_o^{zod} = Q_o^{cp} n_o \cdot 24 \cdot 3600, \quad (2.11)$$

$$Q_o^{pik} = 160,06 \cdot 179 \cdot 24 \cdot 3600 = 2,521 \cdot 10^6 \text{ МДж} / \text{рік}.$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків витрат теплоти на опалення

Найменування велечини	Позначення	Одиниці вимірювання	Значення велечини
1 Річна витрата теплоти на опалення	$Q_o^{pik}$	МДж / рік	$2,521 \cdot 10^6$
2 Максимальна витрата теплоти на опалення	$Q_{emp}$	кВт	333,9
3 Середня витрата теплоти на опалення	$Q_o^{cp}$	кВт	160,06

## 2.2 Обрахунок теплових навантажень на вентиляцію

2.2.1 В проєкті було прийнято рішення організувати вентиляційне навантаження на вентиляцію виключно на підігрів (в опалювальний сезон) повітря у вхідному тамбурі та в приміщеннях першого поверху споруди (висота першого поверху – 4 м).

Це було зроблено через те, що громадська будівля є суто адміністративною спорудою і в ній відсутні будь-які цехи, лабораторії і т. п. приміщення де виділяються шкідливі речовини. Тоді максимальні витрати теплоти на вентиляцію першого поверху будівлі в опалювальний сезон будуть дорівнювати:

$$Q_{\epsilon}^{\max} = q_{\epsilon} V (t_{\epsilon n} - t_{p.o}), \quad (2.12)$$

де  $q_{\epsilon}$  - питома витрата теплоти на вентиляцію,  $q_{\epsilon} = 0,19 \text{ Вт}/(\text{м}^3\text{К})$  [ 7 ];

$t_{p.o}$  - розрахункова температура на опалення,  $^{\circ}\text{C}$  [6];

$V$  - об'єм будівлі,  $\text{м}^3$ .

$$Q_{\epsilon.1}^{\max} = 0,19 \cdot 48 \cdot 24 \cdot 4 \cdot (20 + 23) = 37,6 \text{ кВт}.$$

### 2.2.2 Середня витрата теплоти на вентиляцію

$$Q_{\epsilon}^{cp} = Q_{\epsilon}^{\max} \frac{t_{\epsilon.p} - t_{cp.o}}{t_{\epsilon.p} - t_{p.\epsilon}}, \quad (2.13)$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_g^{cp} = 37,6 \frac{20 - (-1.0)}{20 - (-23)} = 18,36 \text{ кВт}.$$

### 2.2.3 Річна витрата теплоти на вентиляцію

Для громадських будівель з вентиляцією та обмеженням  $z_b = 16$  год/добу:

$$Q_g^{zod} = Q_g^{cp} n_o z_g \cdot 3600, \quad (2.14)$$

$$Q_g^{pich} = 18,36 \cdot 179 \cdot 16 \cdot 3600 = 0,19 \cdot 10^6 \text{ МДж / рік}.$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 Результатаи розрахунків витрат на вентиляцію

Найменування велечини	Позначення	Одиниці вимірювання	Значення велечини
1 Середня витрата теплоти на вентиляцію	$Q_g^{cp}$	кВт	18,36
2 Витрата теплоти на вентиляцію першого поверху	$Q_g^{max}$	кВт	37,6
3 Річна витрата теплоти на вентиляцію	$Q_g^{pich}$	МДж/рік	$0,19 \cdot 10^6$

## 2.3 Обрахунок витрат теплових навантажень на гаряче водопостачання

### 2.3.1 Максимальна витрата теплоти на ГВП.

Отримане значення в кВт застосовується для визначення поверхні нагрівача системи ГВП [5]:

$$Q_{ГВП \max} = 1,163 \cdot G_{zod} \cdot (t_{г.сер} - t_{х.з.}) + Q_{п} + Q_{ц}, \quad (2.16)$$

де  $G_{год}$  – розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання,  
 $Q_{п}+Q_{ц}$ - витрати теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами ГВП, кВт [7]:

$$Q_{п}+Q_{ц}=0,05 \cdot Q_o \quad (2.17)$$

$$Q_{п}+Q_{ц}=0,05 \cdot 333,9=16,7 \text{ кВт}$$

### 2.3.2 Розрахункові витрати гарячої води за годину найбільшого водоспоживання:

$$G_{zod} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вип} \cdot \alpha_{zod} \quad (2.18)$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



де  $K_{\text{вип}}$  – коефіцієнт використання водорозбірного приладу за годину найбільшого водоспоживання, що використовують за приладом, для котрого споживання води є найбільшою за одну годину, в даному випадку – змішувач умивальника.  $K_{\text{вип}}=0,32$  (табл.Д1.22[5]).

$\alpha_{\text{год}}$  – безрозмірна величина, яку визначається в залежності від кількості водорозбірних приладів  $N$  на розрахунковій ділянці мережі трубопроводу ( $N=34$  для одного будинку) і ймовірності їх використання  $P_{\text{в.з.}}$  за годину найбільшого споживання ( $P=0,18$  за табл.Д1.23[7]).

Добуток  $NP = 6,12$ . Тоді за рис. 6.1[5] для  $NP_{\text{год}}=6,12$  значення  $\alpha_{\text{год}} = 2,92$ ;

$g$  – витрата гарячої води одним водорозбірним приладом, для умивальників  $g = 0,07 \text{ м}^3/\text{с}$  [7].

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,07 \cdot 0,32 \cdot 2,92 = 1177,3 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

2.3.3 Отже, максимальна витрата теплоти, згідно (2.16) дорівнює :

$$Q_{\text{ГВПmax}} = 1,163 G_{\text{г}} \cdot (t_{\text{г.сеп}} - t_{\text{х.з}}) + Q_{\text{II}} + Q_{\text{III}} \quad (2.19)$$

$$Q_{\text{ГВПmax}} = 1,163 \cdot 1177,3 \cdot (55 - 5) + 16700 = 85,16 \text{ кВт}$$

2.3.4 Середня витрати теплоти на ГВП будемо розраховувати за збільшеними показниками [6], згідно яких:

$$Q_{\text{ГВПсеп}} = Q_{\text{ГВПmax}} / (2 \dots 2,4) \quad (2.20)$$

$$Q_{\text{ГВПсеп}} = 85,16 / 2,4 = 35,48 \text{ кВт}$$

2.3.5 Річні витрати теплоти на ГВП дорівнюють [6] :

$$Q_{\text{ГВПріч}} = \left[ Q_{\text{ГВПсеп}} \cdot n_0 + Q_{\text{ГВПсеп}} \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot \beta \cdot (350 - n_0) \right] \cdot 24 \cdot 3600 \quad (2.21)$$

$$Q_{\text{ГВПріч}} = \left[ 35,48 \cdot 179 + 35,48 \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot 0,8 \cdot (350 - 179) \right] \cdot 24 \cdot 3600 = 0,338 \cdot 10^6 \text{ МДж} / \text{рік}$$

Отримані результати зведені в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 Результати розрахунків витрат на ГВП

Найменування велечини	Позначення	Одиниці вимірювання	Значення велечини
1 Середня витрати теплоти на ГВП	$Q_{\text{ГВП.сеп}}$	кВт	35,48
2 Максимальна витрата теплоти на ГВП	$Q_{\text{ГВП.max}}$	кВт	85,16

Продовження таблиці 2.4

3 Річні витрати теплоти на ГВП	$Q_{ГВП. рік}$	МДж/рік	$0,338 \cdot 10^6$
-----------------------------------	----------------	---------	--------------------

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 3 ОБРАХУНОК ПІДГРІВАЧА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

### 3.1 Вихідні дані обрахунку

- Загальне максимальне теплове навантаження на опалення  $Q_0 = 333,9$  кВт;
- температура води у прямому трубопроводі місцевої системи опалення  $t_{\text{прям.2}} = 95^\circ \text{C}$  ;
- температура води у прямому трубопроводі  $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ \text{C}$  ;
- температура води у зворотному трубопроводі  $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ \text{C}$  ;
- температура води у зворотному трубопроводі місцевої системи опалення  $t_{\text{звор.2}} = 65^\circ \text{C}$  .

### 3.2 Тепловий розрахунок підігрівача системи

#### 3.2.1 Обчислення середньологарифмічної різниці температур [2]

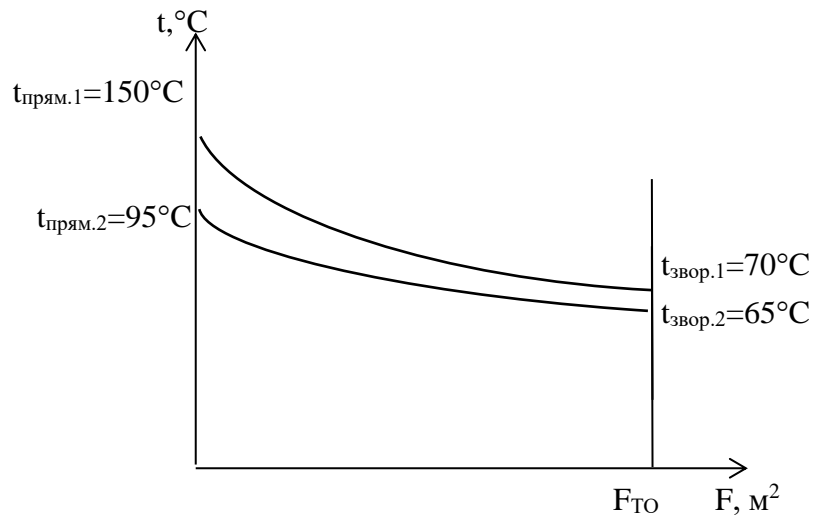


Рисунок 3.1 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}}, \quad (3.1)$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{\text{прям.1}} - t_{\text{прям.2}} ; \quad (3.2)$$

$$\Delta t_{\bar{o}} = 150 - 95 = 55^\circ \text{C} ,$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{m}} = t_{\text{звор.1}} - t_{\text{звор.2}} ; \quad (3.3)$$

$$\Delta t_{\bar{m}} = 70 - 65 = 5^\circ \text{C} ;$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta t = \frac{55-5}{\ln \frac{55}{5}} = 20,85^{\circ}C.$$

3.2.2 Визначення середньої температури та теплофізичних параметрів теплоносіїв за цими температурами у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}; \quad (3.4)$$

$$t_{cp1} = \frac{150+70}{2} = 110^{\circ}C.$$

За допомогою середньої температури  $t_{cp1} = 110^{\circ}C$  та таблиці 11 [9] знаходимо теплофізичні параметри:  $\rho_1 = 951 \frac{кг}{м^3}$ ;  $Pr = 1,6$ ;  $\nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}$ ;  $\lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}$ .

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}; \quad (3.5)$$

$$t_{cp2} = \frac{95+65}{2} = 80^{\circ}C.$$

За допомогою середньої температури  $t_{cp2} = 80^{\circ}C$  та таблиці 11 [9] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 971,8 \frac{кг}{м^3}; Pr = 2,21; \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

Температура стінки знаходиться за наступною формулою:

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (3.6)$$

$$t_c = \frac{110+80}{2} = 85^{\circ}C.$$

За допомогою температури стінки  $t_c = 85^{\circ}C$  та таблиці 11 [9] знаходимо теплофізичні параметри  $Pr_c = 2,08[9]$ .

3.2.3 Витрати води у теплообміннику

$$G_{on1} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.1} - t_{звор.1})}, \quad (3.7)$$

$$G_{on1} = \frac{333,9}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 0,99 \frac{кг}{с},$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{on2} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.2} - t_{звор.2})}, \quad (3.8)$$

$$G_{on2} = \frac{333,9}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 2,65 \frac{кг}{с}.$$

За допомогою отриманих даних обираємо для нашого ТОА приймаємо тип пластин 0,3Р [10]. Характеристики пластин та каналів ТОА приведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика пластин 0,3Р

Показник	Значення
Пластина	
Розміри пластини, $a \times b \times \delta$ , мм	1370×300×1
Поверхня теплообміну пластини, $F_{пл}$ , $м^2$	0,3
Вага (маса), $m$ , кг	2.6
Щілинні канали	
Змочуваний периметр каналу, м	0,66
Ширина каналу, мм	150
Зазор для проходу робочого тіла в каналі, м	0,004
Еквівалентний діаметр каналу, $d_e$ , м	0,008
Площа перерізу каналу, $f_{пл}$ , $м^2$	0,0011
Найбільший умовний діаметр штуцера, $D_{ш}$ , мм	65(80)
Коефіцієнт теплопровідності стінки, $\lambda_{ст}$ , $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	22
Гідравлічний коефіцієнт, $c$	19,3
Приведена довжина каналу, $L_{пр}$ , м	1,12

### 3.2.4 Визначення швидкості теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі приймаємо рівним  $z_1 = 6$ .

Зі сторони місцевої мережі тоді, відповідно  $z_2 = z_1 = 6$  [10] – симетрична компоновка.

Тоді:

$$W_1 = \frac{G_{on1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (3.9)$$

$$W_1 = \frac{0,99}{6 \cdot 0,0011 \cdot 951} = 0,157 \frac{м}{с},$$

$$W_2 = \frac{G_{on2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (3.10)$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_2 = \frac{2,65}{6 \cdot 0,0011 \cdot 971,8} = 0,413 \frac{M}{c}.$$

### 3.2.5 Обрахунок температурного множника [10]

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.11)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left( \frac{1,6}{1,85} \right)^{0,25} = 5017,2,$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.12)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{67,4 \cdot 10^{-2}}{(0,365 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,21^{0,43} \left( \frac{2,21}{1,85} \right)^{0,25} = 4961.$$

### 3.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі [10]

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.13)$$

$$\alpha_1 = 5017,2 \frac{0,157^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 4782 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ K},$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.14)$$

$$\alpha_2 = 4961 \frac{0,413^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 9580 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ K}.$$

### 3.2.7 Коефіцієнт теплопередачі [10]

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (3.15)$$

де  $\beta_1$  – поправка, яка використовується для нерівномірності поля швидкостей в прохідному перерізі; беремо  $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,93$ ;

$R_3$  – термічний опір забрудненого шару, приймаю  $R_3 = 0,0002 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$ ,

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{4782} + \frac{1}{9580} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1663,8 \frac{Bm}{m^2 K}.$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.2.8 Площа поверхні нагрівання [10]

$$F = \frac{Q_0}{\kappa \Delta t}, \quad (3.16)$$

$$F = \frac{333,874}{1663 \cdot 20,85} \cdot 1000 = 9,62 \text{ м}^2.$$

### 3.2.9 Кількість пластин підігрівача [10]

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (3.17)$$

$$z_{nl} = \frac{9,62}{0,3} \approx 33 \text{ шт.}$$

### 3.2.10 Кількість ходів у теплообміннику [10]

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (3.18)$$

$$x = \frac{33 - 1}{6 + 6} \approx 3 \text{ шт.}$$

### 3.2.11 Загальна кількість пластин [10]

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (3.19)$$

$$z_{nl} = 3 \cdot 6 + 3 \cdot 6 + 1 = 37 \text{ шт.}$$

### 3.2.12 Сумарна площа нагрівання теплообмінника [10]

$$F_1 = F_{nl} z_{nl}, \quad (3.20)$$

$$F_1 = 0,3 \cdot 37 = 11,1 \text{ м}^2.$$

## 3.3 Гідрравлічний розрахунок теплообмінника

### 3.3.1 Число Рейнольдса [10]

$$Re_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}, \quad (3.21)$$

$$Re_1 = \frac{0,157 \cdot 0,008}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 4617,$$

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2}, \quad (3.22)$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re_2 = \frac{0,413 \cdot 0,008}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 9052.$$

### 3.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя [10]

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (3.23)$$

$$\lambda_1 = \frac{19,3}{4617^{0,25}} = 2,34,$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{Re_2^{0,25}}, \quad (3.24)$$

$$\lambda_2 = \frac{19,3}{9052^{0,25}} = 1,97.$$

### 3.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони [10]

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.25)$$

$$\Delta P_1 = 2,34 \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{3 \cdot 951 \cdot 0,157^2}{2} = 11519 \text{ Па}.$$

### 3.3.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається [10]

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (3.26)$$

$$\Delta P_2 = 1,97 \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{3 \cdot 971,8 \cdot 0,413^2}{2} = 68574 \text{ Па}.$$

## 3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\max} = 1,5 \frac{m}{c}$  [2].

### 3.4.1 Знаходимо діаметр патрубка мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (3.27)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,99}{\pi \cdot 951 \cdot 1,5}} = 0,029 \text{ м}.$$

Згідно з ДСТУ 4581-4:2006 вибираємо сталі безшовні гарячедиформовані труби з зовнішнім діаметром 35 мм та товщиною стінки 3 мм.

### 3.4.2 знаходимо діаметр патрубка внутрішньої системи опалення

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}; \quad (3.28)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,65}{\pi \cdot 971,8 \cdot 1,5}} = 0,048 \text{ м.}$$

Згідно з ДСТУ 4581-4:2006 вибираємо сталі безшовні гарячедиформовані труби з зовнішнім діаметром 55 мм та товщиною стінки 3,5 мм.

Характеристики пластинчатого теплообмінника системи опалення наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Характеристики теплообмінника системи опалення

Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення
Коефіцієнт теплопередачі	$\kappa$	$\frac{Вт}{м^2 K}$	1663
Загальна площа поверхні теплообміну	$F$	м <sup>2</sup>	11,1
Втрата тиску з мережної сторони	$\Delta P_1$	Па	11519
Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	$\Delta P_2$	Па	68574
Кількість ходів	$x$	шт	3
Кількість пластин	$z_{пл}$	шт	37
Діаметр патрубків мережної води	$D_{мер}$	мм	35
Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	$D_{вн}$	мм	55

Схема компоновки теплообмінника:  $C_x = \frac{6+6+6}{7+6+6}$ . Принципову схему руху

теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 3.2.

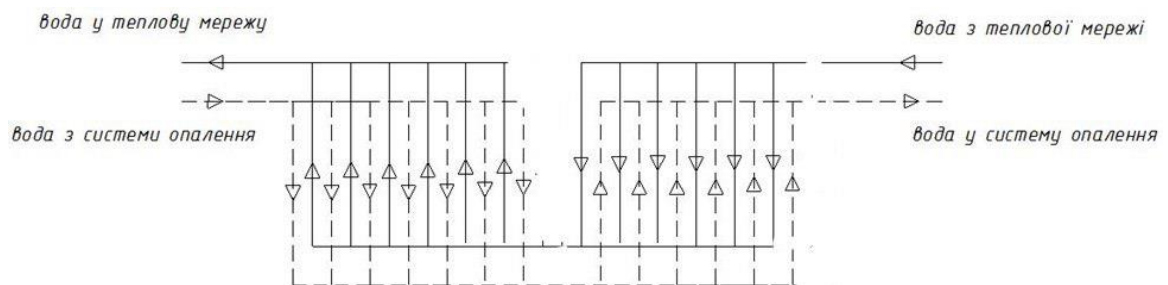


Рисунок 3.2 – Схема руху теплоносіїв для двох останніх ходів

## 4 РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕНЬ ТА ВИТРАТ ДЛЯ ПІДГРІВАЧА ГВП

### 4.1 Вихідні дані для розрахунку

Максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання  $Q_{г.в.}^{\max} = 85,16$  кВт.

### 4.2 Тепловий розрахунок навантажень

#### 4.2.1 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка

$$t_3^{3л} = t_{вн} - \varphi_{оп}^{3л} (t_{вн} - t_{р.о}), \quad (4.1)$$

де  $\varphi_{оп}^{3л}$  – опалювальний коефіцієнт, який розраховується за формулою [2]:

$$\varphi = \frac{t_{прям.}^{\min} - t_{вн} - \frac{0,4 \cdot n}{1 + n} (t_{ср}^{он} - t_{вн})}{t_{прям.}^p - t_{вн}}, \quad (4.2)$$

де  $t_{прям.}^{\min}$  – мінімальна температура прямої магістралі,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$n$  – коефіцієнт, який приймається при русі води в опалювальних приладах в середині будівель згори вниз  $n = 0,32$ ;

$t_{ср}^{он} = 80^{\circ}\text{C}$  – середня температура на опалення;  $t_{прям.}^p$  – розрахункова температура прямої магістралі.

$$\varphi = \frac{70 - 20 - \frac{0,4 \cdot 0,32}{1 + 0,32} (80 - 20)}{150 - 20} = 0,339.$$

Тоді температура в точці зламу дорівнює :

$$t_3^{3л} = 20 - 0,339 \cdot (20 - (-23)) = 5,4^{\circ}\text{C}.$$

#### 4.2.2 Температура мережної води у зворотному трубопроводі після системи опалення та вентиляції [2]

$$t_{звор.}^{\min} = t_{прям.}^{\min} - \left( t_{прям.}^p - t_{звор.}^p \right) \frac{t_{вн} - t_3^{3л}}{t_{вн} - t_{р.о}}, \quad (4.3)$$

де  $t_{звор.}^{\min}$  – мінімальна температура зворотної магістралі,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{звор.}^p$  – розрахункова температура зворотної магістралі,

$$t_{звор.1}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{20 - 5,4}{20 - (-23)} = 42,8^{\circ}\text{C}.$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4.2.3 Масова витрата холодної води на ГВП

$$G_{\text{з.в.1}} = \frac{Q_{\text{з.в.}}^{\max}}{c_p \cdot (t_z - t_x)}; \quad (4.4)$$

$$G_{\text{з.в.1}} = \frac{85,16}{4,187 \cdot (55 - 5)} = 0,406 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

з урахуванням рециркуляційної води:

$$G_{\text{з.в.2}} = G_{\text{з.в.1}} + 0,1 \cdot G_{\text{з.в.1}}; \quad (4.5)$$

$$G_{\text{з.в.2}} = 0,406 + 0,1 \cdot 0,406 = 0,446 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

#### 4.2.4 Витрати мережної води для підігрівача ГВП

$$G_{\text{з2}} = \frac{Q_{\text{з.в.}}^{\max}}{c_p (t_{\text{прям1}}^{\min} - t_{\text{звор1}}^{\min})}; \quad (4.6)$$

$$G_{\text{з2}} = \frac{85,16}{4,187 (65 - 25)} = 0,508 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

де  $t_1 = 65^{\circ}\text{C}$ ,  $t_2 = 25^{\circ}\text{C}$  - температури гріючої води з урахуванням регулюючого клапану 10 та регулятора перепуску 13 (див. рис. 1.2).

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ГВП

### 5.1 Вихідні дані для розрахунку

- максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання  $Q_{\text{г.в.}}^{\text{max}} = 85,16 \text{ кВт}$ ;
- температура мережної води на вході  $t'_1 = t_{\text{np}}^{\text{min}} = 60^\circ\text{C}$ ;
- температура мережної води на виході  $t''_1 = t_{\text{зг}}^1 = 25^\circ\text{C}$ ;
- температура холодної води  $t'_2 = t_x = 5^\circ\text{C}$ ;
- температура гарячої води на виході  $t''_2 = t_p = 55^\circ\text{C}$ .

Відношення  $\frac{Q_{\text{г.в.}}^{\text{max}}}{Q_o^{\text{max}}} = 0,26$ , тому у відповідності з [4] приймається одноступенева

схема ГВП з використанням суміші прямої та зворотної мережевої води як такої, що нагріває холодну воду В1.

### 5.2 Тепловий розрахунок

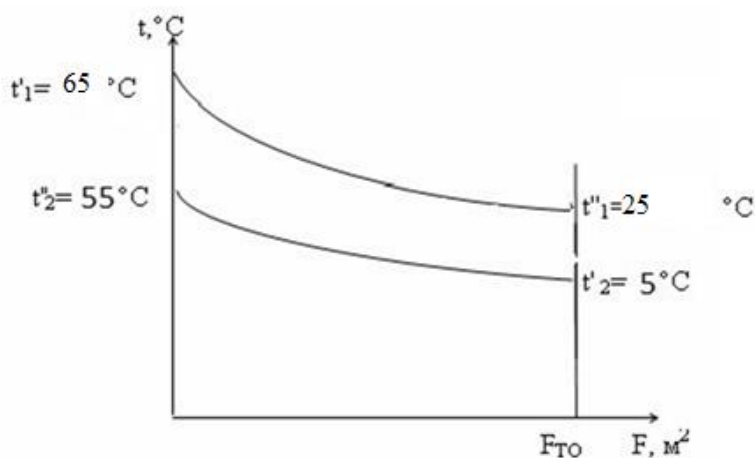


Рисунок 5.1 – Графік зміни температур теплоносіїв

#### 5.2.1 Середньо логарифмічна різниця температур [2]

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (5.1)$$

Більша різниця температур:

$$\Delta t_{\delta} = t'_1 - t'_2; \quad (5.2)$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = 25 - 5 = 20^{\circ}C.$$

Менша різниця температур:

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_1' - t_2''; \quad (5.3)$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = 65 - 55 = 10^{\circ}C;$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{20 - 10}{\ln \frac{20}{10}} = 14,4^{\circ}C.$$

5.2.2 Визначення середніх температур та теплофізичні параметрів теплоносіїв у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2}; \quad (5.4)$$

$$t_{cp1} = \frac{65 + 25}{2} = 45^{\circ}C.$$

За допомогою середньої температури  $t_{cp1} = 56,4^{\circ}C$  та таблиці 11 [9] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 990,15 \frac{кг}{м^3}; \text{ Pr} = 3,92; \nu_1 = 0,607 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \lambda_1 = 64,15 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot К}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2}; \quad (5.5)$$

$$t_{cp2} = \frac{5 + 55}{2} = 30^{\circ}C.$$

За допомогою середньої температури  $t_{cp2} = 30^{\circ}C$  та таблиці 11 [9] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 995,7 \frac{кг}{м^3}; \text{ Pr} = 5,42; \nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \lambda_2 = 60,8 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot К}.$$

Температура стінки знаходиться за формулою:

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (5.6)$$

$$t_c = \frac{45 + 30}{2} = 37,5^{\circ}C.$$

За допомогою температури  $t_c = 37,5^{\circ}C$  з таблиці 11 [9] знаходимо теплофізичний параметр  $\text{Pr}_c = 4,58$  [9].

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,3П [10]. Параметри пластин та щільних каналів наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Технічна характеристика пластин 0,3П

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри пластини, $a \times b \times \delta$ , мм	1370×300×1
Поверхня теплообміну, $F_{пл}$ , $m^2$	0,3
Вага (маса), $m$ , кг	2.6
Щілинні канали	
Змочуваний периметр каналу, м	0,66
Ширина каналу, мм	150
Зазор для проходу робочого тіла в каналі, м	0,004
Еквівалентний діаметр каналу, $d_e$ , м	0,008
Площа перерізу каналу, $f_{пл}$ , $m^2$	0,0011
Найбільший умовний діаметр штуцера, $D_{ш}$ , мм	65(80)
Коефіцієнт теплопровідності стінки, $\lambda_{ст}$ , $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	22
Гідравлічний коефіцієнт, $c$	19,3
Приведена довжина каналу, $L_{пр}$ , м	1,12

### 5.2.3 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу задаємо рівним  $z_2 = 1$ ,  $z_1 = z_2 = 1$ . Тоді:

$$W_1 = \frac{G_{z2}}{z_1 \cdot f \rho_1} ; \quad (5.7)$$

$$W_1 = \frac{0,508}{1 \cdot 0,0011 \cdot 990,15} = 0,466 \frac{м}{с} ;$$

$$W_2 = \frac{G_{z.6.2}}{z_2 \cdot f \rho_2} ; \quad (5.8)$$

$$W_2 = \frac{0,446}{1 \cdot 0,0011 \cdot 995,7} = 0,407 \frac{м}{с} .$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 5.2.4 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}; \quad (5.9)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{64,15 \cdot 10^{-2}}{(0,607 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,92^{0,43} \left( \frac{3,92}{4,58} \right)^{0,25} = 3889;$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}; \quad (5.10)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{60,8 \cdot 10^{-2}}{(0,805 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 5,42^{0,43} \left( \frac{5,42}{4,58} \right)^{0,25} = 3669.$$

#### 5.2.5 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (5.11)$$

$$\alpha_1 = 3889 \frac{0,466^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 8203 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ K};$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (5.12)$$

$$\alpha_2 = 3669 \frac{0,407^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 7011 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ K}.$$

#### 5.2.6 Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (5.13)$$

де  $\beta_1$  – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаємо  $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,93$ ;

$R_3$  – термічний опір забрудненого шару, приймаємо  $R_3 = 0,0002 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$ .

$$\kappa = \frac{0,93}{\frac{1}{8203} + \frac{1}{7011} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1823 \frac{Bm}{m^2 K}.$$

#### 5.2.7 Площа поверхні теплообміну

$$F = \frac{Q_{\text{з.б.}}^{\max}}{\kappa \Delta t}; \quad (5.14)$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{85,16 \cdot 10^3}{1823 \cdot 14,4} = 3,24 \text{ м}^2.$$

#### 5.2.8 Кількість пластин підігрівача

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}; \quad (5.15)$$

$$z_{nl} = \frac{3,24}{0,3} \approx 11 \text{ шт.}$$

#### 5.2.9 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}; \quad (5.16)$$

$$x = \frac{11 - 1}{1 + 1} \approx 5 \text{ шт.}$$

#### 5.2.10 Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1; \quad (5.17)$$

$$z_{nl} = 5 \cdot 1 + 5 \cdot 1 + 1 = 11 \text{ шт.}$$

#### 5.2.11 Сумарна площа нагрівання ТОА

$$F = F_{nl} z_{nl}; \quad (5.18)$$

$$F = 0,3 \cdot 11 = 3,3 \text{ м}^2.$$

### 5.3 Гідрравлічний розрахунок

#### 5.3.1 Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}; \quad (5.19)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,466 \cdot 0,008}{0,607 \cdot 10^{-6}} = 6141;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_2}{\nu_2}; \quad (5.20)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,407 \cdot 0,008}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 4044.$$

#### 5.3.2 Коефіцієнт гідрравлічного тертя

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}; \quad (5.21)$$

$$\lambda_1 = \frac{19,3}{6141^{0,25}} = 2,18;$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}; \quad (5.22)$$

$$\lambda_2 = \frac{19,3}{4044^{0,25}} = 2,42.$$

### 5.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}; \quad (5.23)$$

$$\Delta P_1 = 2,18 \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{5 \cdot 990,15 \cdot 0,466^2}{2} = 164057 \text{ Па}.$$

### 5.3.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}; \quad (5.24)$$

$$\Delta P_2 = 2,42 \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{5 \cdot 995,7 \cdot 0,407^2}{2} = 139701 \text{ Па}.$$

## 5.4 Визначення діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\max} = 1,5 \frac{M}{c} [2]$ .

### 5.4.1 Визначаємо діаметр патрубка мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{e2}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}; \quad (5.25)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,508}{\pi \cdot 990,15 \cdot 1,5}} = 0,020 \text{ м}.$$

Згідно з ДСТУ 4581-4:2006 обираємо сталеву безшовну гарячедиформовану трубу з зовнішнім діаметром 25 мм та товщиною стінки 2,5 мм.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 5.4.2 Визначаємо діаметр патрубків водопровідної води

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z.6.2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}} ; \quad (5.26)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,446}{\pi \cdot 995,7 \cdot 1,5}} = 0,019 \text{ м.}$$

Згідно з ДСТУ 4581-4:2006 обираємо сталю безшовну гаряче-диформовану трубу з зовнішнім діаметром 25 мм та товщиною стінки 3мм.

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 5.2.

Таблиця 5.2 – Характеристики теплообмінника системи ГВП

Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення величини
Коефіцієнт теплопередачі	$\kappa$	$\frac{Вт}{м^2 K}$	1823
Загальна поверхня теплообміну	$F$	м <sup>2</sup>	3,3
Втрата тиску з мережної сторони	$\Delta P_1$	Па	164057
Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	$\Delta P_2$	Па	139701
Кількість ходів	$x$	шт.	5
Кількість пластин	$z_{пл}$	шт.	11
Зовнішній діаметр патрубка мережної води	$D_{мер}$	мм	25
Зовнішній діаметр патрубка внутрішньої системи опалення	$D_{ви}$	мм	25

Схема компоновки теплообмінника:  $C_x = \frac{1+1+1+1+1}{2+1+1+1+1}$ . На рисунку 5.2.

проілюстрована принципова схема руху теплоносіїв та приєднання патрубків

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

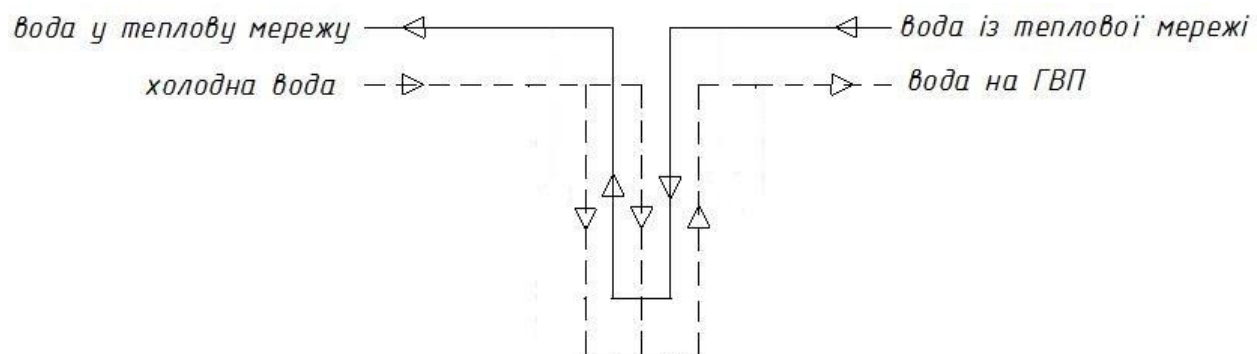


Рисунок 5.2 – Схема руху теплоносіїв для двох останніх ходів

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6 ВИБІР КАЛОРИФЕРА ДЛЯ НАГРІВАННЯ ПОВІТРЯ

### 6.1 Розрахункові витрати повітря на вентиляцію будівлі

Витрата повітря розраховується за формулою [7]:

$$L = \frac{Q_{\kappa}}{c_{\theta}(t_n - t_{\theta})}, \quad (6.1)$$

де  $Q_{\kappa}$  - витрата теплоти на нагрівання повітря для тамбуру та першого поверху в опалювальний сезон,  $Q_{\kappa} = 37,6 \text{ кВт}$  (Таблиця 2.2);

$c_{\theta}$  – теплоємність навколишнього повітря,  $c_{\theta} = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;

$t_n$  – температура припливного повітря, приймаємо  $t_n = 20^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\theta}$  – температура навколишнього повітря, приймаємо  $t_{\theta} = t_{p.o.} = -23^{\circ}\text{C}$ ;

$$L = \frac{37600}{1000 \cdot (20 - (-23))} = 0,874 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

### 6.2 Вибір калориферної установки

6.2.1 Приймаємо [7] масову швидкість руху повітря в фронтальному перерізі  $(\rho v)_{\text{фр}}$ , що дорівнює  $3,2 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$  і визначаємо орієнтовну площу фронтального перерізу для проходження повітря,  $\text{м}^2$ :

$$f_{\text{фр}} = \frac{L}{(\rho v)_{\text{фр}}}, \quad (6.2)$$

$$f_{\text{фр}} = \frac{0,874}{3,2} = 0,273 \text{ м}^2.$$

6.2.2 За орієнтованою площею живого перерізу для проходження повітря за таблицею [7] вибираємо тип і кількість калориферів установлених паралельно руху повітря.

Приймаємо КВС 6Б-П-УЗ, для якого:

- дійсна площа фронтального перерізу за рухом повітря  $f_{\text{д}} = 0,267 \text{ м}^2$ ;
- дійсна площа поверхні нагрівання  $F_{\text{д}} = 12,92 \text{ м}^2$ ;
- площа живого перерізу по теплоносію  $f_{\text{м}} = 0,00087 \text{ м}^2$ ;
- кількість ходів по теплоносію  $z = 6$ .

Визначаємо кількість калориферів паралельно установлених по руху повітря:

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N = \frac{f_{op}}{f_{\partial}}, \quad (6.3)$$

$$N = \frac{0,273}{0,267} \approx 1.$$

6.2.3 Визначаємо дійсну масову швидкість повітря в фронтальному перерізі калорифера

$$(\rho v)_{ne}^{\partial} = \frac{L}{f_{\partial} \cdot N}, \quad (6.4)$$

$$(\rho v)_{ne}^{\partial} = \frac{0,874}{0,267 \cdot 1} = 3,27 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

6.2.4 Визначаємо масову витрату води  $m_{\epsilon}$ ,  $\text{кг}/\text{с}$ , яка проходить через калорифер

$$m_{\epsilon} = \frac{Q_k}{c_{\epsilon} \cdot (t_{np} - t_{нов}) \cdot n_k}, \quad (6.5)$$

де  $c_{\epsilon}$  – теплоємність води,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;

$t_{np}$ ,  $t_{нов}$  – температура прямої і зворотної мережевої води відповідно,  $^{\circ}\text{C}$

( $t_{np}/t_{нов} = 150/70$ );

$n_k$  – кількість паралельно ввімкнутих калориферів відносно теплоносія

$$m_{\epsilon} = \frac{37,6}{4,187 \cdot (150 - 70) \cdot 1} = 0,112 \text{ кг/с}.$$

6.2.5 Знаходимо швидкість води в трубках калорифера,  $\text{м}/\text{с}$

$$w_{\epsilon} = \frac{m_{\epsilon}}{f_m \cdot \rho_{\epsilon}} \quad (6.6)$$

де  $\rho_{\epsilon}$  - густина води, яку визначають залежно від її середньої температури,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

$$\rho_{\epsilon} = f \left( \frac{t_{np} + t_{об}}{2} = \frac{150 + 70}{2} = 110 \text{ } ^{\circ}\text{C} \right) = 951 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$w_{\epsilon} = \frac{0,112}{0,00087 \cdot 951} = 0,136 \text{ м/с}.$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2.6 Для вибраного типу калорифера за таблицею [7] при  $(\rho\nu)_{нв}^0 = 3,27 \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}^2}$  і

$w_g = 0,136 \text{ м/с}$  визначаємо коефіцієнт теплопередачі  $k = 28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

6.2.7 Розраховуємо середній температурний напір у калорифері (для перехресної течії теплоносіїв)

$$\Delta \bar{t} = \Delta \bar{t}_{прот} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (6.7)$$

де  $\Delta \bar{t}_{прот}$  - середній температурний напір для протиточної схеми руху теплоносіїв;  
 $\varepsilon_{\Delta t}$  - поправка на перехресну течію (у практичних розрахунках калориферів беруть орієнтовано  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,97$  [7]).

Середній температурний напір розраховуємо по середньологарифмічній формулі [7].

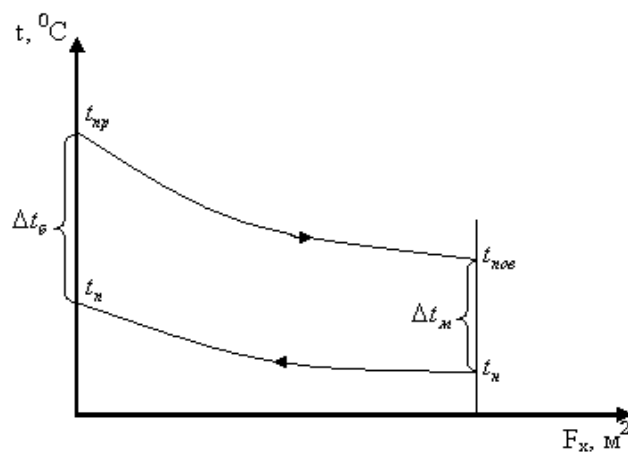


Рисунок 6.1 – Середній температурний напір для протиточної схеми руху теплоносіїв

$$\Delta \bar{t}_{прот} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}}}, \quad (6.8)$$

де  $\Delta t_{\delta} = t_{нп} - t_{н}$  – більша різниця температур;

$\Delta t_{м} = t_{ног} - t_{н}$  – менша різниця температур.

$$\Delta t_{\delta} = 150 - 20 = 130^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{м} = 70 + 23 = 93^{\circ}\text{C};$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta \bar{t}_{\text{прот}} = \frac{130 - 93}{\ln \frac{130}{93}} = 110,4^{\circ}\text{C} ;$$

$$\Delta \bar{t} = 110,4 \cdot 0,97 = 107,2^{\circ}\text{C} .$$

6.2.8 Розраховуємо потрібну поверхню нагрівання калориферної установки,  $\text{м}^2$

$$F_m = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta \bar{t}} ; \quad (6.9)$$

$$F_m = \frac{37,6 \cdot 10^3}{28 \cdot 107,2} = 12,53 \text{ м}^2 .$$

6.2.9 Запас дійсної поверхні для вибраного калорифера:

$$\delta F = \frac{n \cdot F_{\partial} - F_m}{n \cdot F_{\partial}} \cdot 100 = \frac{1 \cdot 12,92 - 12,53}{1 \cdot 12,92} \cdot 100 = 3\% . \quad (6.10)$$

Такий запас поверхні можна вважати задовільним. Зважаючи на суттєво меншу середню температуру найхолоднішого місяця ( $-5,9^{\circ}\text{C}$ ) в порівнянні з  $t_{p.o.} = -23^{\circ}\text{C}$ , яка закладена в (6.1) [6].

6.2.10 При масовій швидкості повітря  $(\rho v)_{ns}^{\partial} = 3,27 \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}^2}$  по таблиці [7] визначаємо аеродинамічний опір калориферної установки  $\Delta P_a^{\kappa}$ , Па:

$$\Delta P_a = 35 \text{ Па}.$$

6.2.11 Визначаємо гідравлічний опір калориферної установки,  $\kappa\text{Па}$

$$\Delta P_z = A \cdot w_{\partial}^2 \cdot n_{\partial} , \quad (6.11)$$

де  $A$  - постійний коефіцієнт, який залежить від типу та номеру калорифера (по таблиці [7]  $A = 14,25$ );

$n_{\partial}$  - кількість послідовно підключених калориферів по теплоносію ( $n_{\partial} = 1$ ):

$$\Delta P_z = 14,25 \cdot 0,136^2 \cdot 1 = 0,264 \text{ кПа}.$$

### 6.3 Розрахунок і вибір дуттьового вентилятора

6.3.1 Розрахунок продуктивності дуттьового вентилятора [11].

а) Масова витрата повітря одного вентилятора  $L_1 = 0,874 \text{ кг/с}$ .

б) Густина зовнішнього атмосферного повітря  $\rho_{вп}$ ,  $\text{кг/м}^3$  [9].

$$\rho_{\text{в.л.}} = \frac{1}{T} \cdot \left( \frac{B}{R_{\text{нов}}} - 0,00132 \cdot \varphi \cdot P_H(t) \right) , \quad (6.12)$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $R_{\text{пов}} = 287 \text{ кДж/(кгК)}$  – газова стала повітря;  $\varphi$  - відносна вологість повітря, %;

$P_H(t)$  - тиск при заданій температурі, Па.

$$\rho = \frac{1}{20 + 273} \cdot \left( \frac{101300}{287} - 0,00132 \cdot 0,7 \cdot 2400 \right) = 1,196 \text{ кг/м}^3.$$

в) Об'ємна витрата повітря  $Q'$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$Q' = \frac{L_1}{\rho}, \quad (6.13)$$

$$Q' = \frac{0,874}{1,196} = 0,730 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

г) Розрахункова витрата повітря  $Q_p'$ ,  $\text{кг/с}$ , з врахуванням поправки на можливість підсосу повітря або втрат в повітропроводах та інших елементах:

$$Q_p' = k \cdot Q', \quad (6.14)$$

де  $k = (1,21 \dots 1,27)$  – коефіцієнт запасу.

$$Q_p^* = 1,21 \cdot 0,730 = 0,88 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 3180 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

д) Повний тиск, за яким обирається дугтьове обладнання [10]:

$$P_{\text{вг}} = 1,1 \cdot \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{ф}} + \Delta P_{\text{к}}. \quad (6.15)$$

Приймаємо:

$\Delta P_{\text{м}} = 200 \text{ Па}$  – сумарний опір мережі повітропроводів;

$\Delta P_{\text{ф}} = 100 \text{ Па}$  – максимальний гідравлічний опір фільтра;

$\Delta P_{\text{к}} = 35 \text{ Па}$  – аеродинамічний опір калорифера.

$$P_{\text{вг}} = 1,1 \cdot 200 + 100 + 35 = 355 \text{ Па}.$$

Вибираємо за каталогом компанії BVN відцентровий вентилятор BVN: BDS 4T, з номінальними параметрами:  $Q = 3200 \text{ м}^3 / \text{год}$ , ,  $N_{\text{двигуна}} = 750 \text{ Вт}$ ,  $\omega = 2800 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ .

Габарити вентиляторів представлені на рисунку 6.2 [13].

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



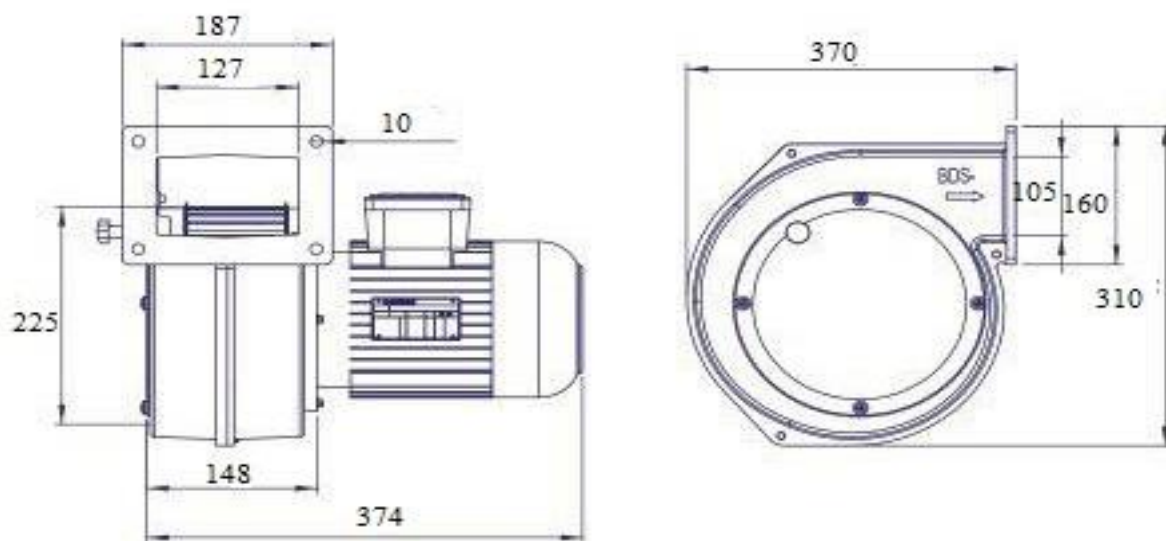


Рисунок 6.2 – Вентилятор ВРФ-315-В марки BVN

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7 ПІДБІР ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО НАСОСУ ДЛЯ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

### 7.1 Розрахунок основних параметрів та підбір циркуляційного насосу системи опалення

Для системи водяного опалення не потрібна велика потужність насосів, в порівнянні з водопровідними системами. Тут насоси розвивають напір, який повинен подолати тільки гідравлічний опір системи [2].

Для забезпечення безперебійного постачання теплоносія встановлюють два паралельно включених насоси, один робочий, другий резервний [2].

#### 7.1.1. Продуктивність циркуляційних насосів [2]

$$G_o^H = \frac{Q_o \cdot 3600}{(t_{\text{прям.2}} - t_{\text{звор.2}}) \cdot c \cdot \rho}, \quad (7.1)$$

де  $Q_o = 333,9 \text{ кВт}$  – загальне максимальне теплове навантаження на опалення;

$t_{\text{прям.2}}^p = 95^\circ \text{C}$  – температура води у прямому трубопроводі місцевої системи опалення;

$t_{\text{звор.2}}^p = 65^\circ \text{C}$  – температура води у зворотному трубопроводі місцевої системи опалення;

$\rho = f(t_{\text{звор.2}} = 65^\circ \text{C}) = 980 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  – густина води.

$$G_o^H = \frac{333,9 \cdot 3600}{(95 - 65) \cdot 4,187 \cdot 980} = 9,76 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

#### 7.1.2. Гідравлічний опір замкнутого контуру місцевої системи опалення

$$\Delta p_{\text{сис}}^0 = \Delta p_2 + \Delta p_{\text{ф}}^0 + \Delta p_{\text{р.с}}^0 + \Delta p_{\text{к}}^0, \quad (7.2)$$

де  $\Delta p_2 = 68574 \text{ Па}$  – витрата тиску в каналах теплообмінника зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta p_{\text{ф}}^0 = 20 \text{ кПа}$  – максимальний гідравлічний опір фільтра;

$\Delta p_{\text{р.с}}^0 = 30 \text{ кПа}$  – гідравлічний опір радіаторної системи опалення трубопроводів;

$\Delta p_{\text{к}}^0 = 3,22 \text{ кПа}$  – гідравлічний опір рециркуляційного контуру.

$$\Delta p_{\text{сис}}^0 = 68,5 + 20 + 30 + 3,22 = 121,72 \text{ кПа}.$$

Робочий тиск, який повинен створювати циркуляційний насос має задовольняти наступній умові:

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p_n^0 \geq \Delta p_{\text{сист}}^0,$$

$$p_n^0 \geq 121,7 \text{ кПа}.$$

### 7.1.3 Робоча точка циркуляційного насосу системи опалення

$$G_n^0 = 9,76 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}, p_n^0 \geq 121,7 \text{ кПа}.$$

За допомогою електронного каталогу у якості циркуляційного насосу системи опалення обираємо насос Cronoline IL 32/140-0,25/4 фірми Wilo, з номінальними параметрами  $G_n^0 = 14 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$  [14].

За для забезпечення безперебійного постачання теплоносія приймаємо насоси в кількості – 2. Габарити насосу представлені на рисунку 7.1.

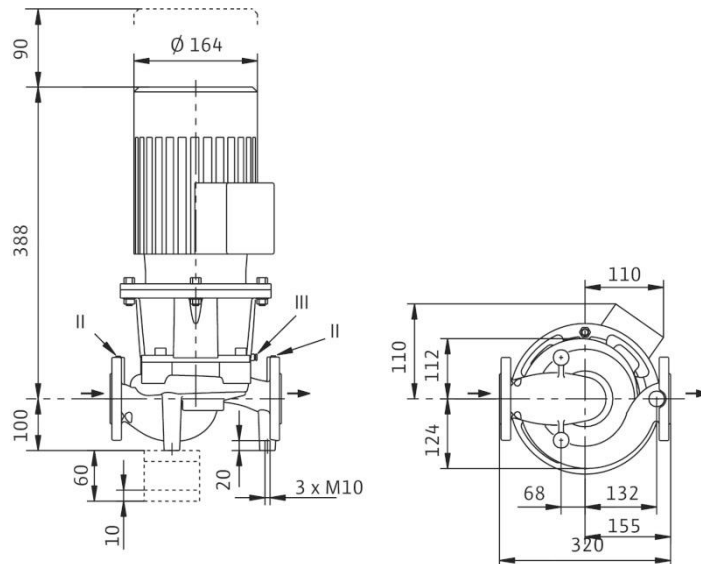


Рисунок 7.1 – Насос Cronoline IL 32/140-0,25/4 фірми Wilo

Характеристика насоса зображена на рис .7.2.

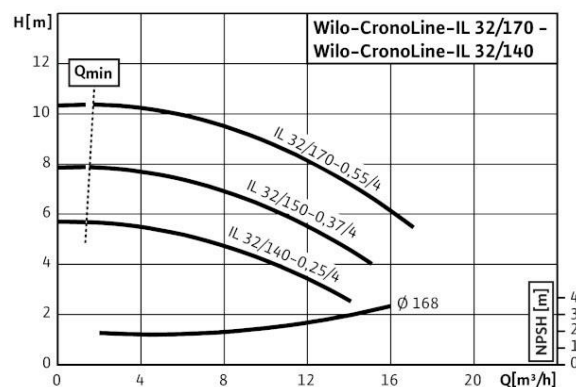


Рисунок 7.2- Н-Q характеристика циркуляційного насоса системи опалення

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

					ТІ 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7.2 Підбір циркуляційного насосу для системи гарячого водопостачання

За допомогою циркуляційних насосів в системі гарячого водопостачання, відбувається рух гарячої води у системі, та також підтримується постійною її температура у точках відбору. Застосовуючи ці насоси у системах ГВП ми можемо зекономити до 10 відсотків енергії, що споживає рециркуляційна вода після споживачів [2].

Насос повинен забезпечити 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на ГВП .

### 7.2.1 Розрахунок витрати води в системі рециркуляції

$$G_p = \frac{0,1 \cdot G_{г.в.2} \cdot 3600}{\rho}, \quad (7.4)$$

де  $G_{г.в.2} = 0,455 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$  – масова витрата гарячої води у підігрівачі ГВП з урахуванням рециркуляції,  $\rho = f(t_p = 32^\circ \text{C}) = 995 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  – густина води,

$$G_p = \frac{0,1 \cdot 0,455 \cdot 3600}{995} = 0,16 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

### 7.2.2 Визначення гідравлічного опору замкненого контуру системи ГВП

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (7.5)$$

де  $\Delta p_2 = 139,701 \text{ кПа}$  – втрата тиску в каналах теплообмінника зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta p_{\phi} = 20 \text{ кПа}$  – максимальний гідравлічний опір фільтра;

$\Delta p_{\text{р.с}} = 20 \text{ кПа}$  – гідравлічний опір трубопроводів.

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 139,701 + 20 + 20 = 179,701 \text{ кПа}.$$

7.2.3 Необхідний напір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання дорівнює:

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq \Delta p_{\text{сист}}^{\text{ГВП}};$$

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq 179,701 \text{ кПа}.$$

### 7.2.4 Робочі параметри циркуляційного насосу системи ГВП

$$G_p = 0,16 \frac{\text{м}^3}{\text{год}},$$

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq 179,701 \text{ кПа}.$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У якості насосу системи гарячого водопостачання вибираємо циркуляційний насос Wilo-Star-Z 25/6 DM Circo Star, який ми обрали з каталогу компанії Wilo, з характеристиками в робочій точці:  $V = 0,16 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H = 0,4 \text{ м}$ . Насос має вагу 2,66 кг [14].

З умови 100 відсоткового резервування приймаємо два насоси Wilo-Star-Z 25/6 DM CircoStar, які включені паралельно (1 робочий, 1 резервний). Його габарити показані на рисунку 7.4 [14].

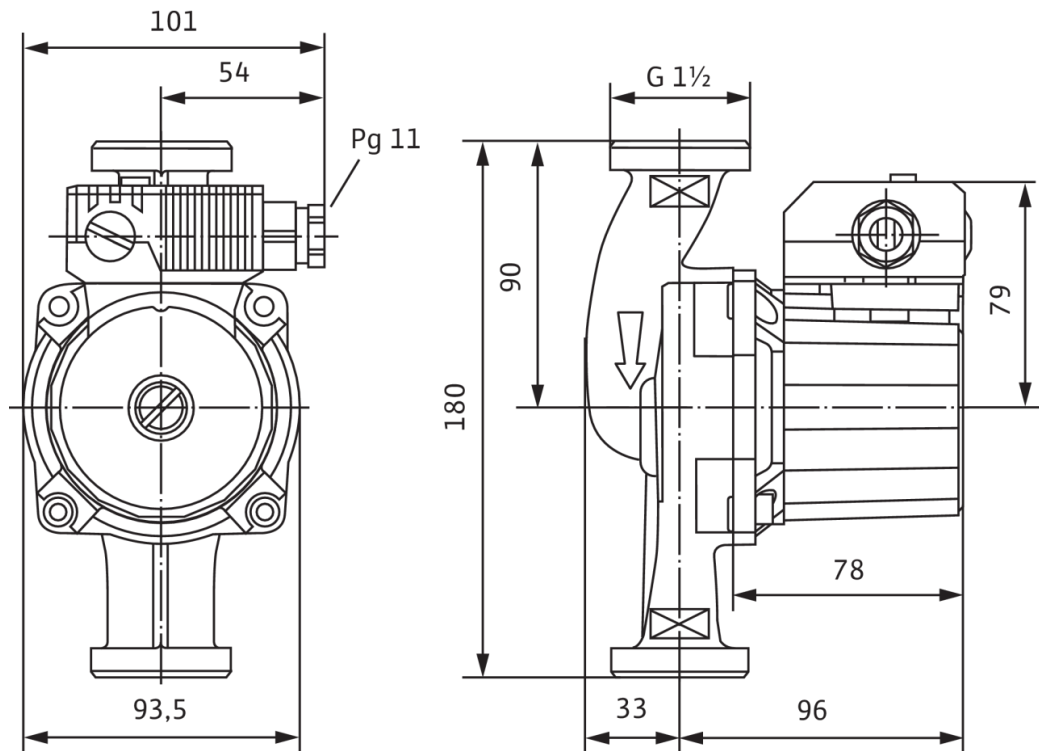


Рисунок 7.4 – Підживлювальний насос Wilo-Star-Z 25/6 DM CircoStar

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8 ПІДБІР РОЗШИРЮВАЛЬНОГО БАКУ В СИСТЕМІ ОПАЛЕННЯ

В зв'язку з температурним розширенням який відбувається з водою при нагріванні, це призводить до збільшення об'єму води. В замкнутій системі опалення це розширення здатне призвести до утворення гідравлічного тиску всередині самої системи. А це загрожує розривом найслабкіших частин і вузлів опалення. Щоб запобігти цьому встановлюють розширювальний бак системи опалення [2,5].

Будемо використовувати мембранний розширювальний бак. Конструкція розширювального баку уявляє собою циліндричну ємність, котра поділена на дві частини мембраною. Перша частина створена для води, а друга – заповнена газом під тиском. При нагріванні зайвий об'єм води поступає в бак, стискуючи газ, як у баку, так і у системі в цілому, а при охолодженні вода з баку під тиском зі сторони об'єму заповненого газом, відповідно, повертається в систему. Така система дозволяє дуже суттєво спростити контроль за роботою баку та його обслуговування, так як можна розміщувати розширювальні баки безпосередньо у приміщенні теплового пункту, а не у верхній точці системи опалення[5].

### 8.1 Розрахунковий об'єм води

#### 8.1.1 Загальний об'єм води, який може циркулювати у системі [2]

$$V_a = Q_o \cdot V_{c.m.}, \quad (8.1)$$

де  $Q_o = 0,3339$  МВт – максимальне теплове навантаження системи опалення;

$V_{c.m.}$  – питомий об'єм води в системі опалення, ( $V_{c.m.} = 16,25$  м<sup>3</sup>/МВт) [2]. Тоді:

$$V_a = 0,3339 \cdot 16,25 = 5,42 \text{ м}^3.$$

#### 8.1.2 Величина, на яку збільшиться об'єм води при температурному розширенні

$$\Delta V_a = \beta \Delta t V_a, \quad (8.2)$$

де  $\beta = 0,0006$  – середній коефіцієнт об'ємного розширення води;

$$\Delta V_a = 0,0006 \cdot (95 - 65) \cdot 5,42 = 0,097 \text{ м}^3.$$

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8.1.3 Визначення об'єму рідини, який при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баку

$$V_v = \frac{V_a \cdot 0,5}{100}; \quad (8.3)$$

$$V_v = \frac{5,42 \cdot 0,5}{100} = 0,0271 \text{ м}^3.$$

## 8.2 Мінімальний об'єм розширювального баку

$$V_{\min} = (\Delta V_a + V_v) \cdot \frac{p_e + 10}{p_e - p_0}, \quad (8.4)$$

де  $p_0$  – тиск газу, у розширювальному баку при відсутності тиску води, приймається  $p_0 = 30$  м.вод.ст;

$p_e$  – тиск середовища в системі опалення, приймається  $p_e = 40$  м.вод.ст.

$$V_{\min} = (0,097 + 0,0271) \cdot \frac{40 + 10}{40 - 30} = 0,620 \text{ м}^3.$$

Використовуючи каталог компанії Zilmet вибираємо розширювальний бак Zilmet cal-pro 700 об'ємом 0,7 м<sup>3</sup> [16], з габаритними розмірами: H=1755мм, D=750мм.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 9 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система законодавчих, соціально-економічних, технічних, санітарно-гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці.

Охорона праці на підприємствах енергетики має велике значення так, як виконання всіх норм та вимог охорони праці дозволяє забезпечити безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці, запобігає травматизму, професійним захворюванням і отруєнням, вибухам і пожежам на виробництві.

Основними завданнями охорони праці є: створення та надання безпечних умов праці робочого персоналу, попередження професійних захворювань, виконання контролю за виконанням техніки безпеки на виробництві.

Тема дипломного проекту -«Індивідуальний тепловий пункт громадської будівлі в м. Харкові». Температура в подавальному трубопроводі 150 °С, а температура в зворотньому трубопроводі 70 °С.

Приміщення ІТП знаходиться на технічному поверсі будинку, ізольованому від інших приміщень і має розміри 3х6,5м при висоті стелі 3м. У цьому приміщенні розміщені: циркуляційні насоси, акумулюючі баки, системи керування, вимірювальні прилади та інші. В цьому розділі запропоновані основні технічні рішення рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкта, а також електробезпека і пожежна безпека та її профілактика.

### 9.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкту

В данному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації індивідуального теплового пункту, а також розроблені відповідні заходи з електробезпеки, гігієни праці та виробничої санітарії і пожежної безпеки та профілактики.

Трубопроводи системи опалення і мережної води в межах теплового пункту прийняті з труб сталевих електрозварних по ГОСТ 10704-91 (357мм) та безшовних по ГОСТ 8731-74\* (<57мм) згідно з [11].

Трубопроводи системи ГВП і водопроводу прийняті з труб сталевих емальованих по ТУ .У .7308692-001-93 (357мм) та оцинкованих водогазопровідних - ГОСТ 3262-75\* (<57мм).

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розташування та кріплення трубопроводів усередині теплового пункту не перешкоджають вільному переміщенню експлуатаційного персоналу та підйомно-транспортного обладнання.

На вході теплових мереж у ТП передбачується стальна запірна арматура. У самому тепловому пункті встановлюється арматура із високоміцного сірого чавуну відповідно до.

Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами, а також над воротами.

Для трубопроводів, арматури, устаткування та фланцевих з'єднань передбачено встановлення теплової ізоляції, яка забезпечує температуру на поверхні зазначених конструкцій не більше 45 °С, якщо температура теплоносія вище 100 °С, та не більше 35 °С, якщо температура теплоносія нижче 100 °С.

Проектування теплової ізоляції трубопроводів даного теплового пункту виконується згідно вимогам. В залежності від призначення трубопроводу та параметрів середовища поверхня трубопроводу фарбується у відповідний колір та маркується відповідно до.

### 9.1.1 Електробезпека

Електробезпека – це система організаційних та технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Основними причинами ураження електричним струмом є:

1. Використання несправних ручних електроінструментів;
2. Випадкове доторкання до неізованих струмопровідних частин електроустаткування;
3. Застосування нестандартних або несправних переносних світильників напругою 220 В чи 127 В;
4. Робота без надійних захисних засобів та запобіжних пристосувань;
5. Доторкання до незаземлених корпусів електроустаткування, що опинилися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції;
6. Недотримання правил улаштування, технічної експлуатації та правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок та ін.

Для захисту людини від ураження електричним струмом при випадковому дотику передбачені наступні заходи:

1. Застосовуються системи заземлень наступних типів: IT та TN-I.
2. Ізоляція нормально струмоведучих частин, запобігає контакту зі струмоведучими частинами. При монтажі системи електропостачання опір ізоляції повинне бути не нижче

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1кОм/В, надалі контролювати щорічно перед кожним опалювальним сезоном. Опір ізоляції не повинне бути нижче 0,5кОм/В. Гранично допустимі напруження дотику й струм, що проходить через людину при нормальному (неаварійному) режимі роботи електроустановки згідно [12], рівні  $U_{пр}=2В$ ,  $I_{пр}=0,3мА$  (змінний струм).

3. Розташування струмоведучих частин на недоступній висоті. Освітлення приміщення теплонасосної - стельові світильники з лампочками накаливання, напруга живлення 220В, висота підвісу 3м. Підведення живлення виробляється так, щоб не перетиналися минаючими проходами й трубопроводами. Всі кабелі включені в спеціальні короби.

4. Застосування засобів орієнтації в електроустановці (маркування й відповідне фарбування коробів і проводів).

З метою захисту людей від ураження електричним струмом при аварійних режимах роботи корпусу насосів заземлені - навмисно електрично з'єднані з заземлювачем, опір якого не перевищує 4 Ом згідно вимог ПУЕ-2017 і ДБН В.2.5-27-2006.

Теплові пункти, щодо надійності електропостачання, відносять до електроприймачів 2-ї категорії.

## 9.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії та мікроклімат робочої зони

Параметри мікроклімату нормуються по у залежності від тяжкості виконуючих робіт та періоду року.

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99 основними параметрами мікроклімату є:

1. Температура повітря;
2. Відносна вологість повітря;
3. Швидкість руху повітря;
4. Інтенсивність теплового випромінювання.

Параметри мікроклімату нормуються залежно від енергозатрат організму та періоду року .

Категорія робіт за тяжкістю, що виконується обслуговуючим персоналом ІТП– середньої тяжкості (ІІ категорія).

Оптимальні параметри мікроклімату приміщення ІТП приведені в таблиці 9.1.

Період року	Параметри мікроклімату		
	$t, ^\circ C$	$\phi, \%$	$v, м/с$
Теплий	21-28	60	0,1-0,3
Холодний	20-24	75	0,1-0,2

Таблиця 9.1 – Оптимальні параметри мікроклімату в приміщенні теплонасосної.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічні рішення для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату в приміщенні:

- механічна витяжна вентиляція, для видалення повітря із тепло пункту;
- автоматизація технологічних процесів;
- вентиляція приміщення в цілях профілактики теплових травм, а також забезпечення необхідної температури повітря. Фактичні параметри мікроклімату робочої зони відповідають димогам у табл. 9.1.

### 9.2.1 Виробниче освітлення

Штучне освітлення нормується величина освітленості  $E$  в люксах, яка залежить від розряду, підрозряду робіт, системи освітлення і типу джерел світла.

Вибір мінімального освітлення зроблено згідно з ПУЕ. Вибір освітлювальної арматури зроблений відповідно до умов середовища приміщень і їхнього призначення.

Як систему освітлення прийнято, в основному, загальне рівномірне висвітлення. Допустиме значення величини освітленості для тепловипуску  $E=100$  Лк. Тому в приміщенні ТП встановлюються такі види електроосвітлення:

- робоче, з напругою 220 В, 50 Гц;
- аварійне освітлення від акумуляторного ліхтаря;
- управління освітленням здійснюється вимикачами, які встановлені біля входу до приміщення. Світильники кріпляться до стелі та до стіни над входними дверима;
- у приміщенні ТП встановлюють також мережу розеток живлення яких йде від щита та рубильнику типу ЯРВ для підключення зварювального апарату.

### 9.2.2 Склад повітря робочої зони.

Забруднення повітря робочої зони регламентується гранично – допустимими концентраціями (ГДК) в мг/м<sup>3</sup>.

Повітрообмін у приміщенні розраховано згідно будівельним нормам. В приміщенні об'єм припливного повітря повинен на 10 % бути вищим за об'єм витяжного повітря.

Для запобігання протягів витяжка із складових та побутових приміщень на 90 % компенсується організаційним припливом повітря від вентиляційної системи та підігрівом зовнішнього повітря. У приміщенні передбачена витяжна вентиляція з механічним спонуканням.

### 9.2.3 Виробничий шум та вібрації.

Проектом передбачені шляхи подолання перевищення рівня шуму та вібрацій, які викликані роботою обладнання теплового пункту. Рівень шуму та вібрацій не повинен перевищувати допустимий рівень згідно з [12] у будинках зі вбудованим тепловим пунктом.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шум це різний небажаний звук, сукупність звуків з різною частотою та інтенсивністю.

До технологічних способів боротьби зі шумом відносять вибір таких технологічних процесів, в яких використовується механізми та машини, які відтворюють мінімальні динамічні навантаження.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму (поліпшення шумового клімату) у приміщенні вбудованого теплового пункту проектом передбачено згідно з:

- застосування віброізолюючих вставок на трубопроводи для насосів з сухим ротором (система підживлювання);
- застосування безшумних насосів з мокрим ротором марки WIL0;
- під опори трубопроводів і обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкцій передбачені віброізолюючі прокладки - гумові віброізолятори (коврики);

Для усунення та зменшення вібрацій проектом передбачено:

- зменшення до мінімуму допусків між з'єднуючими деталями, збалансування, своєчасні змазки;
- під опори трубопроводів та обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкціях передбачено встановлення віброізолюючих прокладок – гумові коврики.

### 9.3 Пожежна безпека та профілактика

Пожежна безпека регламентується за НАПБ В.01.34-2005 ГОСТ 12.1.004-86 „Пожежна безпека.

Згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 категорія приміщення по вибухопожаронебезпеці - Д (пожежобезпечні приміщення, в яких знаходяться негорючі рідини) у відповідності до.

Клас приміщення по пожежонебезпеці згідно ДНАОГО.00-1.32-01 ( В-II зони в приміщеннях, де виділяється пил чи волокна, що переходять у зважений у повітрі стан, у кількості і з такими властивостями, що вони здатні утворити з повітрям вибухонебезпечні суміші при нормальних режимах роботи) відповідно до.

Пожежна безпека об'єкту забезпечується системою запобігання пожеж та системою протипожежного захисту.

#### 9.3.1 Технічні рішення системи запобігання пожеж:

- для захисту електрообладнання від короткого замикання проектом передбачено використання плавких електромагнітних запобіжників;
- для електропроводки системи автоматизації проектом передбачені ізолюючі проводи та кабелі з алюмінієвими та мідними жилами;

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- проводиться огляд за справністю електропроводки; - несправне обладнання миттєво відключається;

- матеріали та вироби для теплоізолюючих конструкцій трубопроводів, арматури та обладнання теплового пункту є не горючими ( використовую ізOVER).

### **9.3.2 Технічні рішення системи протипожежного захисту.**

У приміщенні теплового пункту:

- встановлено Щит (вогнегасник з топором), пожежний кран з довжиною рукава 20 м;
- встановлений пожежний гідрант знаходиться на відстані 5 м від будинку;
- розміщено обладнання протипожежного водопостачання;
- передбачено витяжна вентиляція з механічним спонуканням;
- встановлений сигналізатор загазованості безупинної дії Щит-2-13. Сигнал про загазованість подається в приміщення з цілодобовим перебуванням персоналу (диспетчерський пункт);

- передбачене освітлення основних проходів світильниками у вибухозахищеному виконанні, що включається при вході в помешкання тепловпункту. Вимикачі цих світильників виносяться з приміщення назовні.

Кількість, розташування збереження вогнегасників відповідають вимогам ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-77.

Мінімальний час евакуації максимально віддалених робочих місць, евакуаційні виходи та проходи відповідають вимогам ДБН В.1.1-7-2016

В робочому приміщенні виконані всі вимоги з пожежної безпеки згідно з НАПБ А.01.001-2004 «Правил пожежної безпеки в Україні».

В робочому приміщенні встановлена система автоматична пожежна сигналізація відповідно до ДБН В.2.5 – 56 – 2014.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Висновки

У даному дипломному проєкті був розроблений індивідуальний тепловий пункт для теплопостачання громадської будівлі у місті Харкові.

Були розраховані теплові навантаження:

- на опалення 333,9 кВт;
- на гаряче водопостачання 85,16 кВт;

Система опалення громадської будівлі — незалежна.

У якості водонагрівача системи опалення і гарячого водопостачання був розрахований і вибран пластинчатий теплообмінник.

Теплообмінник системи опалення складається з пластин типу 0,3Р в кількості 37 штук, має 3 ходи та загальну поверхню теплообміну  $11,1 \text{ м}^2$ . Він надійно працює при робочому тиску до 1,6 МПа. Витрата мережної води на опалення 0,99 кг/с. Витрата води у внутрішній системі опалення 2,65 кг/с.

Теплообмінник системи гарячого водопостачання складається з пластин типу 0,3П в кількості 11 штука, має 5 ходів, робочий тиск до 1,6 МПа. Загальна поверхня теплообміну  $3,3 \text{ м}^2$ . Витрата мережної води для підігрівача ГВП 0,508 кг/с, витрата води на ГВП з урахуванням рециркуляції 0,446 кг/с.

Вибрані циркуляційні насоси для системи опалення марки насос Cronoline IL 32/140-0,25/4 фірми Wilo (1 робочий, 1 резервний). В якості циркуляційних насосів для системи ГВП були вибрані Wilo-Star-Z 25/6 DM CircoStar (1 робочий, 1 резервний). Вибрані підживлювальні насоси фірми Wilo Stratos Pico 15/1-4 (1 робочий, 1 резервний).

Для системи опалення розраховано розширювальний бак об'ємом  $0,7 \text{ м}^3$  марки бак Zilmet cal-pro 700. Було прийняте рішення, через відсутність шкідливих викидів в громадській будівлі, вентиляцію обмежити нагріванням повітря (в опалювальний сезон) лише для першого поверху з метою суттєвого зменшення втрат теплоти на інфільтрацію. Теплове навантаження при цьому зменшилось до 37,6 кВт.

Для цієї системи вентиляції був вибраний калорифер КВС 6Б-П-УЗ з дійсною площею фронтального перерізу за рухом повітря  $f_o = 0,267 \text{ м}^2$  та вентилятор ВРФ-315-В марки BVN з номінальними параметрами  $Q = 3200 \text{ м}^3 / \text{год}$ ,  $P = 750 \text{ Па}$ ,  $N_{\text{двигуна}} = 700 \text{ Вт}$ ,  $\omega = 1400 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ .

Виконана компоновка вказаного обладнання в приміщенні ІТП

При проектуванні були дотримані вимоги нормативних документів [1, 5].

В розділі охорони праці було проаналізовано шкідливі та небезпечні фактори, що можуть зашкодити обслуговуючому персоналу. Розроблені засоби по безпеці та охороні праці.

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Перелік посилань

1. ДБН В 2.5 - 39: 2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. – Чинні від 2008 - 01 - 07. – К.: Мінрегіонбуд України, 2009 – 83 с.
2. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. / Е. Я. Соколов – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.
3. Эльтерман В. М. Воздушные завесы. / В. М. Эльтерман –М.: Машиностроение, 1966. –196 с.
4. Опыт применения новой схемы ГВС. [Електроний ресурс]. – Сайт з інтернету : <https://www.rosteplo.ru>
5. ДБН В 2.5 - 67: 2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинні від 2013 - 28 - 08. – К.: Мінрегіонбуд України, 2013 – 149 с.
6. «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти», «Енергозбереження в теплопостачанні». Методичні вказівки до виконання практичних занять для студ. напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» освітньо – кваліфікаційного рівня «бакалавр» і спеціальності «Теплоенергетика» освітньо – кваліфікаційного рівня «спеціаліст» (7.05060101) та «магістр» (8.05060101) / Уклад. : М.Ф. Боженко. – К.: НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2013. – 60 с.
7. Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. / М.Ф. Боженко, В.П. Сало – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка»», 2004. – 192с.
8. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: метод. вказівки до викон. курс. Роботи і курс. Проекту для слухачів спец. «Теплоенергетика» спецфакультету МПО / Уклад. М. Ф. Боженко. – К.: НТУУ КПІ «КПІ», 2008. – 64 с.
9. Краснощеков Е. Л. Задачник по теплопередаче./Е.Л. Краснощеков , Л.С Сукомел – М.: Энергия, 1980. – 288с.
10. Проектирование тепловых пунктов. СП 41 – 101 -95. – М.: Госстрой России – 1999.
11. Мінаковський В. М. Теплотехнологічні процеси та установки. НТУУ «КПІ», 2009. – 128 с.
12. ДБН А.3.2 - 2 - 2009. Охорона праці і промислова безпека у будівництві. Основні положення. – Чинні від 12 - 04 - 01. – К.: Мінрегіонбуд України, 2012 – 122 с.
13. Відцентровий вентилятор. Каталог обладнання [Електроний ресурс]. – Сайт з інтернету: <https://www.bahcivan.ru> (30.05.19)
14. Насоси. Каталог обладнання [Електроний ресурс]. – Сайт з інтернету: <https://wilo.com> (30.05.19)
16. Розширювальний бак. Каталог обладнання [Електроний ресурс]. – Сайт з інтернету: <http://www.zilmet.in.ua> (30.05.19)

					ТП 51 56 007 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Індивідуальний тепловий пункт громадської будівлі в м. Харкові»: пояснювальна записка на 64 с., 14 рис., 9 табл., 16 бібліографічних найменувань; креслень – 3 арк. ф. А1.

Мета проекту – розробка проекту індивідуального теплового пункту громадської будівлі.

Для кліматичних умов міста Харків визначені теплові навантаження на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання громадської будівлі з заданими характеристиками і кількістю людей.

Використовуючи нормативні матеріали та каталоги фірм-виробників відповідної продукції була розроблена і розрахована принципова схема індивідуальної системи теплопостачання житлової будівлі та підібране її основне обладнання.

Наведений розрахунок витрати повітря на вентиляцію. За отриманими даними вибрано відповідно калориферна установка та дуттьовий вентилятор.

На кресленнях наведені теплова схема індивідуального теплового пункту, компоновка теплотехнічного обладнання та креслення тамбуру.

Відмічені основні заходи та засоби по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці.

Ключові слова: гаряче водопостачання, опалення, теплове навантаження, температура, коефіцієнт, вода, охорона праці.

## АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврского) уровня высшего образования на тему: «Индивидуальный тепловой пункт общественного здания в г. Харькове»: пояснительная записка на 64 стр., 14 рис., 9 табл., 16 библиографических наименований; чертежей – 3 листа ф. А1.

Цель проекта – разработка проекта индивидуального теплового пункта общественного здания.

Для климатических условий города Харьков определены тепловые нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение общественного здания с заданными характеристиками и количеством людей.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-производителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная схема индивидуальной системы теплоснабжения жилого здания и подобранное ее основное оборудование.

Приведенный расчет расхода воздуха на вентиляцию. По полученным данным выбрано соответственно калориферная установка и дутьевой вентилятор.

На чертежах приведены тепловая схема индивидуального теплового пункта, компоновка теплотехнического оборудования и чертежи тамбура.

Отмечены основные меры и средства по организационно-техническому обеспечению охраны труда.

Ключевые слова: горячее водоснабжение, отопление, тепловая нагрузка, температура, коэффициент, вода, охрана труда.

## SUMMARY

Graduation project of the first (bachelor) level of higher education on the topic: " Individual heat point of a public building in Kharkov ": explanatory note on 64 pages., 14 fig., 9 tab., 16 bibliographic names; drawings - 3 sheets of f. A1.

The aim of the project is to develop a project for an individual heat point of a public building.

For the climatic conditions of the city of Kharkov, the heat loads for heating, ventilation and hot water supply of a public building with given characteristics and the number of people are determined.

Using regulatory materials and catalogs of manufacturers of relevant products, a schematic diagram of the individual heat supply system of a residential building and its basic equipment were developed and calculated.

The above calculation of air flow for ventilation. According to the data obtained, the heater unit and the blower fan were selected respectively.

The drawings show the thermal diagram of the individual heat supply station, the layout of the heat engineering equipment and the drawings of the vestibule.

The main measures and means for organizational and technical support of labor protection are noted.

Key words: hot water supply, heating, heat load, temperature, index, water, labor protection.

## Інтернет + Бібліотека

82.43% Оригінальність	17.57% Схожість	22 Джерела
-----------------------	-----------------	------------

1. <a href="http://jak.bono.odessa.ua/articles/odnostupinchata-shema-gvp-z-vikoristannjam.php">http://jak.bono.odessa.ua/articles/odnostupinchata-shema-gvp-z-vikoristannjam.php</a>	13.02%
2. <a href="http://aeroband.ru/referaty-po-fizike/kurovaya-rabota-ustanovka-sushilna-tunelna_ils2.html">http://aeroband.ru/referaty-po-fizike/kurovaya-rabota-ustanovka-sushilna-tunelna_ils2.html</a>	0.51%
3. <a href="https://www.KazEdu.kz/referat/191275/13">https://www.KazEdu.kz/referat/191275/13</a>	0.51%
4. <a href="http://MirZnanii.com/a/191949-11/ustanovka-sushilna-tunelna-11">http://MirZnanii.com/a/191949-11/ustanovka-sushilna-tunelna-11</a>	0.51%
5. <a href="http://www.rc-p.ru/referaty_po_fizike/kurovaya_rabota_ustanovka_sushilna_gg10.html">http://www.rc-p.ru/referaty_po_fizike/kurovaya_rabota_ustanovka_sushilna_gg10.html</a>	0.51%
6. <a href="https://www.bestreferat.ru/referat-200356.html">https://www.bestreferat.ru/referat-200356.html</a>	0.51%
7. <a href="http://library.uipa.edu.ua/library/BD/VidannaKaf/1/4/Metodichka.htm">http://library.uipa.edu.ua/library/BD/VidannaKaf/1/4/Metodichka.htm</a>	0.27%
8. <a href="http://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/25901/1/Makhrov_magistr.docx">http://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/25901/1/Makhrov_magistr.docx</a>	0.27%

Lemeschenko_bakalavr.docx	2.19%
Sovinsky_bakalavr.docx	1.89%
На плагіат_ТАТАРИН Б.П.docx	1.18%
PLAGIAT_ZINCHENKO.docx	1.18%
Гончарук П.М._бакалавр.docx	1.18%
Slobozhan_bakalavr.doc	1.18%
plagiatMarkulanEV TP41.docx	1.18%
МД Махров М А ТП-71мп.docx	0.71%
Диплом liuyang.doc	0.61%
MukhinPlagiat.docx	0.51%
Mazuruk_bakalavr(peredelka).docx	0.3%
Slobozhan_bakalavr(1).doc	0.27%
Mitchenko_bakalavr.docx	0.27%
На_плагіат_Орлов.docx	0.27%

## Опис вузла опалення

Завдяки дефіциту енергоносіїв на Україні дуже гостро постають питання про економію теплової та електричної енергії. Економію теплової енергії дозволяє здійснити індивідуальне регулювання витрати тепла у тепловому пункті, яке суміщене з центральним регулюванням.

Незалежна схема опалення є такою схемою, яка допомагає заощадити теплову енергію. Через пластинчатий підігрівач, тепла мережа підключається до системи опалення в цій схемі. За допомогою власного тиску розширювального баку, система може успішно функціонувати за допомогою нього. Також за допомогою підігрівача, можна виконати осмислений режим регулювання у нашій системі. Це дуже раціонально, якщо в графіках центрального регулювання є зони постійної температури води. За допомогою відцентрових насосів відбувається рух води в системі опалення. Найважливішою перевагою незалежної системи є те, що гостра мережева вода не може потрапити в систему опалення будинку [1,2].

Насамперед основним недоліком системи – є велика ціна таких елементів системи як підігрівач, розширювальний бак та [2].

Для потреб опалення громадської будівлі в нашому місті приймаємо принципову незалежну схему системи опалення яка наведена на Рисунок 1.1 [4].

Регулятор температури води, який встановлений на прямому трубопроводі до теплообмінного апарату; розширювальний бак; теплообмінний апарат, що створює незалежну схему приєднання; регулятора перепаду тиску, розміщений на прямому трубопроводі; циркуляційний насос – всі ці елементи є основними в системі.

За допомогою прямого трубопроводу Т1 мережна вода спочатку проходить через фільтр – грязьовик 2, де залишаються великі механічні домішки, за допомогою яких відбувається закупорювання каналів теплообмінника та пониження його номінальної потужності.

Регулятор перепаду тиску 1 потрібен для підтримки незмінного перепаду тисків між прямою магістраллю та зворотною магістраллю теплопостачання, задля того щоб витрати теплоносія через теплообмінні апарати були сталими, навіть не дивлячись на зміну деяких зовнішніх параметрів. Потім теплоносієм після регулятора тиску 1, та після фільтра грязьовика 2 надходить до теплообмінника 5. Після теплообмінного апарату 5, мережева вода йде до зворотнього трубопроводу мережевої води Т2.

До основних елементів які входять до внутрішнього контуру системи опалення входять: розширювальний бак 8, опалювальні пристрої 11, циркуляційні насоси 6, які забезпечують рух води з потрібною нам витратою і напором, тим самим забезпечуючи необхідну теплову потужність нашої системи; вузол підживлення з насосом 10, котрий служить для заповнення системи в момент запуску.

### **Вузол гарячого водопостачання**

ГВП споживачів реалізоване по одноступеневій схемі [11] (рисунок 1.2). Вузол розраховується на максимальне навантаження споживачів в точці зламу графіка залежності температури мережевої води від температури атмосферного повітря.

- 1 – трубопровід прямої мережної води ;
- 2 – трубопровід зворотної мережної води;
- 3 – трубопровід прямої мережної води до системи ГВП;
- 4 – трубопровід зворотної мережної води до системи ГВП;
- 5 – вода до трубопроводу Т2;
- 6 – трубопровід холодної питної води;
- 7 – трубопровід в систему ГВП;
- 8 – циркуляційний трубопровід ГВП;
- 9 – пластинчатий теплообмінник системи ГВП;
- 10 – двоходовий регулюючий клапан;
- 11 – зворотній клапан;
- 12 – циркуляційний насос системи ГВП;



Схожість



Схожість з обраним джерелом



Заміна літер абетки



Цитата



Посилання

13 – регулятор перепуску;

14 – датчик температури;

Рисунок 1.2 – Принципова схема ГВП

Робота схеми відбувається наступним чином. Холодна вода В1 підігрівається в теплообміннику 9 за рахунок суміші прямої мережевої води (з трубопроводу Т1; її витрати регулюються клапаном 10 у відповідності з температурою води на ГВП після теплообмінника 9, яка контролюється датчиком 14) та води з трубопроводу Т2 опалювальної мережі (кількість якої встановлюється регулятором перепуску 13).

В схемі на Рис. 1.2. організований контур рециркуляції (з насосом 12) для підтримання температури води на ГВП після теплообмінника 9 при мінімальному її споживанні на рівні  $\sim 55^{\circ}\text{C}$ .

Така схема ГВП має наступні переваги: зниження витрат на обладнання; економія площ в ІТП за рахунок відсутності другого теплообмінника і його зони обслуговування; у зимовий період при відсутності водорозбору компенсація тепловтрат в системі циркуляції ГВП в данній схемі забезпечується тільки за рахунок теплової енергії зворотної води з системи опалення, що зменшує загальний витрата мережевої води [11].

Якщо порівнювати схему з паралельною одноступеневою схемою ГВП, то вона, очевидно, енергоефективніше за рахунок використання теплоти зворотної води системи опалення та вентиляції [11].

Проведені натурні випробування схеми, рис. 1.2,[11] показали, що ефективність використання теплоти мережної води при відношенні  $Q_{\text{з.в.}}^{\text{max}} / Q_o^{\text{max}} = 0,35$  займає проміжне становище між паралельною одноступеневою схемою ГВП та двоступеневою змішаною схемою ГВП. Причому, при температурі зовнішнього повітря менше  $-9^{\circ}\text{C}$  ефективність (питомі втрати мережної води на ГВП в ТП) схеми рис. 1.2. та двоступеневої змішаної схеми однакова.

**Вузол підігрівання повітря в тамбурі будівлі**



Схожість



Схожість з обраним джерелом



Заміна літер абетки



Цитата



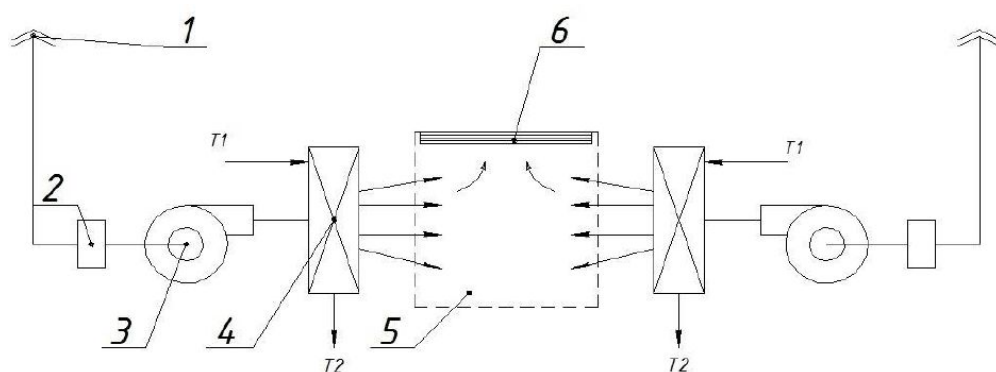
Посилання

Тамбур - прохідний простір між зовнішніми дверима будівлі і дверима, що безпосередньо відділяють цей простір від власне самих приміщень будівлі. Він призначений для суттєвого зменшення інфільтрації зовнішнього повітря до будівлі. В даному проекті, тамбур виконує цю функцію за рахунок змішування холодного повітря, що проникає при відкриванні його зовнішніх дверей, з теплим повітрям після калориферів, яке постійно подається в опалювальний сезон через бокові стіни тамбуру.

Оцінювання [3] можливості використання лише теплової повітряної завіси (зовнішні двері будівлі постійно відчинені) показало недоцільність такого рішення для цього проекту (температура гарячого повітря після калорифера повинна бути близько  $80^{\circ}\text{C}$  з одночасним збільшенням напору повітря після вентиляторів; оцінювання проводилось для постійних витрат повітря на калорифери)[3,4].

Тому для реалізації задачі підігрівання повітря в опалювальний сезон в тамбурі будівлі доцільно використовувати конструкції зовнішніх дверей тамбуру, які забезпечили б мінімальну інфільтрацію до нього холодного атмосферного повітря (наприклад, обертова система дверей з зовнішніми по їх периметру ущільнювачами).

Схема вузла підігрівання повітря у вхідному тамбурі будівлі наведена на рисунку 1.3.



Схожість



Схожість з обраним джерелом



Заміна літер абетки



Цитата



Посилання



1 – повітрозабірний пристрій; 2 – фільтр; 3 – вентилятор; 4 – калорифер; 5 – вхідний тамбур будівлі; 6 – жалюзі.

Рисунок 1.3 – Схема вузла підігріву повітря у вхідному тамбурі будівлі

Зовнішнє холодне повітря через повітрозабірний пристрій гравітаційного типу 1 (відмітка забору повітря 3,5 м) та тканинний фільтр 2, поступає на всмоктування вентилятора 3, після якого — на вхід до калорифера 4. Нагрівання повітря в калорифері відбувається за рахунок прямої мережної води Т1. Нагріте повітря після калорифера надходить до тамбуру 5 через бокові стіни з направляючою решіткою. Надлишок теплого повітря з 5 через жалюзі 6 надходить до приміщень першого поверху будівлі.

Переваги пропонованої схеми в порівнянні з двоступінчастою змішаною схемою ГВП полягають в наступному:

- економія площ в ІТП за рахунок відсутності другого теплообмінника і його зони обслуговування;

- \* зниження витрат на обладнання (теплообмінники, запірні арматура, контрольно-вимірювальні прилади, труби, ізоляція);

- \* економія при експлуатації та обслуговуванні системи (промивка, заміна прокладок – тільки для одного теплообмінника);

- \* теплообмінник при расчётном температурному графіку по гріє контуру 70-25 оС, по нагрівається-5-60 оС працює більш збалансовано (щодо витрат теплоносіїв і втрат напору), на відміну від теплообмінника першого ступеня ГВП двоступеневої схеми, де витрата гріє теплоносія часто в кілька разів перевершує витрата нагрівається теплоносія, що веде до "роздування" розмірів теплообмінника першого ступеня;

· у зимовий період при температурі зовнішнього повітря  $-18^{\circ}\text{C}$  до  $-28^{\circ}\text{C}$  і при відсутності водорозбору компенсація тепловтрат в системі циркуляції ГВП в пропонованій схемі забезпечується тільки за рахунок теплової енергії зворотної води з системи опалення, що зменшує загальний витрата мережевої води.

Якщо порівнювати схему з паралельною одноступеневою схемою ГВП, то вона, очевидно, енергоефективніше за рахунок використання теплоти зворотної води системи опалення та вентиляції.

Які експлуатаційні характеристики схеми, а саме витрата мережної води і температура зворотної мережної води в залежності від температури зовнішнього повітря, в порівнянні з паралельною одноступеневою (ПОС) і двоступеневою змішаною схемами (ДСС) ГВП?

Для порівняння був обраний умовний ЦТП з співвідношення навантажень ГВП та опалення  $Q_{h\max}/Q_{o\max}=0,33$ . ЦТП підключений до теплової мережі, що відпускає теплову енергію за нижчезазначених графіків

Теплообмінний апарат, встановлений в ІТП при реалізації одноступінчастої схеми ГВП з використанням зворотної тепломережевої води.

Таким чином, згідно з показаннями теплотічильника, температура зворотної води не перевищувала розрахункових значень навіть при дещо завищеній щодо графіка відпуску тепла температурі мережевої води в подачі. З боку експлуатуючої служби замовника також не було претензій до роботи обладнання, позаштатних ситуацій не виникло.

На сьогоднішній день одноступенева схема ГВП з використанням зворотної тепломережевої води успішно застосовується ще на декількох об'єктах,

повністю підтверджуючи на практиці свою працездатність, надійність і енергоефективність.

На закінчення хочеться додати, що застосування схеми не суперечить чинним нормам і правилам.

Переваги схеми:

- економія площ в ІТП (незважаючи на використання теплообмінника з збільшеними габаритами, істотне зменшення площі досягається за рахунок відсутності другого теплообмінника і його зони обслуговування, включаючи зменшення кількості з'єднувальних трубопроводів і арматури);
- економія витрат на обладнання (теплообмінники, запірні арматура, контрольно-вимірювальні прилади, труби, ізоляція);
- економія при експлуатації та обслуговуванні (Промивання, заміна прокладок тільки для одного теплообмінника);
- теплообмінник при розрахунковому температурному графіку по гріє контуру 70-25 ОС, по нагрівається-5-60 ОС працює більш збалансовано (щодо витрат теплоносіїв і втрат напору), на відміну від теплообмінника першого ступеня ГВП двоступеневої схеми, де витрата гріє теплоносія часто в кілька разів перевершує витрата нагрівається теплоносія, що веде до "роздування" розмірів теплообмінника першого ступеня;
- автоматичний переключення режиму роботи системи ГВП зима/літо завдяки використанню триходового клапана змішування з електроприводом;
- на рис. 2 видно, що в зимовий період при температурі зовнішнього повітря -18<sup>^</sup>-28 ° с і при відсутності водорозбору компенсація тепловтрат в системі

циркуляції ГВП у запропонованій схемі забезпечується тільки за рахунок теплової енергії зворотної води із системи опалення, що зменшує загальний витрата мережної води (на відміну від двоступеневої схеми, де у всіх випадках компенсація тепловтрат здійснюється в другій ступені за рахунок теплоти мережної води з подаючого трубопроводу).

Необхідно враховувати, що в перехідний період пропонована схема працює з незначним перевищенням (в межах 10%) таких параметрів, як температура зворотної мережної води і витрата мережної води (рис. 2) у порівнянні з роботою двоступеневої змішаної схеми.

Таким чином, одноступенева схема ГВП з використанням зворотної води Системи опалення включає в себе переваги як одноступеневої схеми (простота, дешевизна), так і двоступеневої змішаної схеми ГВП (використання тепла зворотної води Системи опалення).

Дана схема не обмежується застосуванням тільки для підключення систем ГВП, а також може використовуватися для підключення систем «тепліх підлог», підігріву води в басейні, вентиляції.

У процесі реалізації проекту адміністративної будівлі в М. Москві був запроектований більш простий варіант запропонованої одноступеневої схеми з використанням зворотної тепломережевої води - з двоходовим клапаном (рис. 1в)

### Визначення теплових навантажень будівлі

#### Обрахунок теплового навантаження на опалення

##### 2.1.1 Вхідні дані до розрахунку:

- місто – Харків.
- кількість працівників– 500;
- висота вікна –  $H_{\text{вік}} = 1,5$  м;



Схожість



Схожість з обраним джерелом



Заміна літер абетки



Цитата



Посилання

- кількість поверхів в будинку – 6;  
 - температуру води у тепловій мережі – 150x70 °С;  
 Обрахунок теплових втрат в холодний період року, в заданому приміщенні житлового будинку обраховується за формулою, кВт, [6]

(2.1)

де  $\Sigma Q_{\text{осн}}$  – підсумок втрат теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції такі як вікна, зовнішні стіни, зовнішні двері, підлогу для першого поверху, перекриття для останнього поверху, кВт;

$Q_{\text{дод.}}$  – додаткові втрати які враховують такі параметри як орієнтацію приміщення за сторонами світу, інфільтрацію зовнішнього повітря, дві та більше кутових зовнішніх стін, кВт.

2.1.4 Обрахунок втрат теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, які розраховуються за формулою для кожного елемента, кВт, [6]:

Коли обраховуються теплові втрати приміщення висота якого більша ніж 4 м, то потрібно поділити на дві секції по висоті і обрахувати теплові втрати для кожної секції окремо. При цьому **розрахункова** для зовнішньої конструкції висотою до 4 м буде розраховуватись за формулою (2.2), а **розрахункова** для зовнішніх конструкцій, висота яких вище 4 м від підлоги, **розрахункова**  $\Delta t$ :  
 Знаходимо площу поверхні всіх вікон, м<sup>2</sup>

(2.6)

де  $n_{\text{вік}}$  – кількість вікон, С – ширина вікон, м.

- для вікон в стінах які знаходяться зі західної та східної сторони будівлі, для першого поверху

- для вікон в стінах які знаходяться зі західної та східної сторони будівлі, для інших поверхів

- для вікон в стінах які знаходяться на півдні та півночі, для першого поверху

- для вікон в стінах які знаходяться на півдні та півночі, для інших поверхів

;

Знаходим зовнішні поверхні стін

- для стін, які знаходяться на першому поверсі та орієнтовані на північ та південь

- для стін, які знаходяться на інших поверхах та орієнтовані на північ та південь

- для стін, які знаходяться на першому поверсі та орієнтовані на схід та захід

- для стін, які знаходяться на інших поверхах та орієнтовані на схід та захід

#### Визначення теплових навантажень на вентиляцію

В проекті було прийнято рішення організувати вентиляційне навантаження на вентиляцію виключно на підігрів (в опалювальний сезон) повітря у вхідному тамбурі та в

приміщеннях першого поверху споруди (висота першого поверху – 4 м).

Це було зроблено через те, що громадська будівля є суто адміністративною спорудою і в ній відсутні будь-які цехи, лабораторії і т. п. приміщення де виділяються шкідливі речовини. Тоді максимальні витрати теплоти на вентиляцію першого поверху будівлі в опалювальний сезон будуть дорівнювати:

(2.12)

де  $q_v$  - питома витрата теплоти на вентиляцію,  $q_v = 0,19 \text{ Вт}/(\text{м}^3\text{К})$  [7];  $t_{p.o}$  - розрахункова температура на опалення,  $^{\circ}\text{C}$  [5];  $V$  - об'єм будівлі,  $\text{м}^3$ .

Середня витрата теплоти на вентиляцію

(2.13)

Річна витрата теплоти на вентиляцію

Для громадських будівель з вентиляцією та обмеженням  $z_d = 16$  год/добу:

(2.14)

Результати розрахунків зводимо у таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків витрат теплоти на вентиляцію

Таблиця 2.3 Результатаи розрахунків витрат на вентляцію

### Вибір калорифера для нагрівання повітря

Розрахункові витрати повітря на вентиляцію будівлі

Витрата повітря розраховується за формулою [6]:

(6.1)

де  $Q_k$  - витрата теплоти на нагрівання повітря для тамбуру та першого поверху в опалювальний сезон,

$Q_k = 37,6 \text{ кВт}$  (Таблиця 2.2);

$c_v$  – теплоємність навколишнього повітря,  $c_v = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;

$t_d$  – температура припливного повітря, приймаємо  $t_d = 20^\circ\text{C}$ ;

$t_n$  – температура навколишнього повітря, приймаємо  $t_n = t_{p.o.} = -23^\circ\text{C}$ ;

### Вибір калориферної установки

Приймаємо [6] масову швидкість руху повітря в фронтальному перерізі  $(\rho v)_{ne}$ , що дорівнює  $3,2 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$  і визначаємо орієнтовну площу фронтального перерізу для проходження повітря,  $\text{м}^2$ :

(6.2)

За орієнтованою площею живого перерізу для проходження повітря за таблицею [6] вибираємо тип і кількість калориферів установлених паралельно руху повітря.

Приймаємо КВС 6Б-П-УЗ, для якого:

- дійсна площа фронтального перерізу за рухом повітря  $f_n = 0,267 \text{ м}^2$ ;

- дійсна площа поверхні нагрівання  $F_n = 12,92 \text{ м}^2$ ;

площа живого перерізу по теплоносію  $f_m = 0,00087 \text{ м}^2$ ;

- кількість ходів по теплоносію  $z = 6$ .

Визначаємо кількість калориферів паралельно установлених по руху повітря:

$$n_k = \frac{Q}{q_k} \quad (6.3)$$

Визначаємо дійсну масову швидкість повітря в фронтальному перерізі калорифера

$$w_n = \frac{V_n}{f_n} \quad (6.4)$$

Визначаємо масову витрату води  $m_g$ , кг/с, яка проходить через калорифер

$$m_g = \frac{Q}{c_g(t_{\text{пр}} - t_{\text{пов}})} \quad (6.5)$$

де  $c_g$  – теплоємність води, кДж/(кг·°C);  $t_{\text{пр}}$ ,  $t_{\text{пов}}$  – температура прямої і зворотної мережевої води відповідно, °C ( $t_{\text{пр}}/t_{\text{пов}} = 150/70$ );  $n_k$  – кількість паралельно ввімкнутих калориферів відносно теплоносія

Знаходимо швидкість води в трубах калорифера, м/с

$$w_g = \frac{m_g}{\rho_g f_g} \quad (6.6)$$

де  $\rho_g$  – густина води, яку визначають залежно від її середньої температури, кг/м³.





Для вибраного типу калорифера за таблицею [6] при  $(\rho v)_{\text{нв}} = 3,27 \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}^2}$  і  $w_6 = 0,136 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  визначаємо коефіцієнт теплопередачі  $k = 28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

Розраховуємо середній температурний напір у калорифері (для перехресної течії теплоносіїв)

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{t_{\text{нв}} - t_{\text{нх}}}{\ln \frac{t_{\text{нв}} - t_{\text{хх}}}{t_{\text{нх}} - t_{\text{хх}}}} \quad (6.7)$$

де  $\Delta t_{\text{прот}}$  - середній температурний напір для протиточної схеми руху теплоносіїв;  $\varepsilon_{\Delta t}$  - поправка на перехресну течію (у практичних розрахунках калориферів беруть орієнтовано  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,97$  [6]).

Середній температурний напір розраховуємо по середньологарифмічній формулі [6].

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (6.8)$$

де  $\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{нх}}$  - більша різниця температур;  $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{хх}}$  - менша різниця температур.

Рисунок 6.1 – Середній температурний напір для протиточної схеми руху теплоносіїв калориферної установки, розраховуємо по формулі (6.8).

м<sup>2</sup>

Запас дійсної поверхні для вибраного калорифера:

Такий запас поверхні можна вважати задовільним. Зважаючи на суттєво меншу середню температуру найхолоднішого місяця (-5,9 °C) в порівнянні з  $t_{\text{р.о.}} = -23^\circ\text{C}$ , яка закладена в (6.1) [5].



Схожість



Схожість з обраним джерелом



Заміна літер абетки



Цитата



Посилання

При масовій швидкості повітря по таблиці [6] визначаємо аеродинамічний опір калориферної установки  $\Delta P_a^k$ , Па:

$$\Delta P_a = 35 \text{ Па}.$$

Визначаємо гідравлічний опір калориферної установки, кПа

$$\Delta P_{гв} = A \cdot n_g \cdot \Delta P_a^k, \text{ кПа} \quad (6.11)$$

де  $A$  - постійний коефіцієнт, який залежить від типу та номеру калорифера (по таблиці [6]  $A=14,25$ );  $n_g$  - кількість послідовно підключених калориферів по теплоносію ( $n_g = 1$ ):

$$\Delta P_{гв} = 14,25 \cdot 1 \cdot 35 = 498,75 \text{ кПа}.$$

### Розрахунок і вибір дугтьового вентилятора

Розрахунок продуктивності дугтьового вентилятора [10].

а) Масова витрата повітря одного вентилятора  $L_1 = 0,874 \text{ кг/с}$ .

б) Густина зовнішнього атмосферного повітря  $\rho_{вп}$ ,  $\text{кг/м}^3$  [8].

$$L_1 = \frac{Q_v}{\rho_{вп}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.12)$$

де  $R_{пов} = 287 \text{ кДж/(кгК)}$  – газова стала повітря;  $\varphi$  - відносна вологість повітря, %;  $P_H(t)$  - тиск при заданій температурі, Па.

в) Об'ємна витрата повітря  $Q_v$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$Q_v = L_1 \cdot \rho_{вп}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.13)$$

г) Розрахункова витрата повітря  $Q_p$ ,  $\text{кг/с}$ , з врахуванням поправки на можливість підсосу повітря або втрат в повітропроводах та інших елементах:

$$Q_p = Q_v \cdot k, \text{ кг/с} \quad (6.14)$$

де  $k = (1,21 \dots 1,27)$  – коефіцієнт запасу.

д) Повний тиск, за яким обирається дугтьове обладнання [10]:

(6.15)

Приймаємо:

$\Delta P_m = 200 \text{ Па}$  – сумарний опір мережі повітропроводів;

$\Delta P_\phi = 100 \text{ Па}$  – максимальний гідравлічний опір фільтра;

$\Delta P_k = 35 \text{ Па}$  – аеродинамічний опір калорифера.

Вибираємо за каталогом компанії BVN відцентровий вентилятор BVN: BPF-315-B, з номінальними параметрами:  $Q = 3200 \text{ м}^3/\text{го}$ ,  $P = 750 \text{ Па}$ ,  $N_{\text{двигуна}} = 700 \text{ Вт}$ ,  $\omega = 1400 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ . Габарити вентиляторів представлені на рисунку 6.2 [11].

Рисунок 6.2 – Вентилятор BPF-315-B марки BVN

## 8 Підбір розширювального баку в системі опалення

В зв'язку з температурним розширенням який відбувається з водою при нагріванні, це призводить до збільшення об'єму води. В замкнутій системі опалення це розширення здатне призвести до утворення гідравлічного тиску всередині самої системи. А це загрожує розривом найслабкіших частин і вузлів опалення. Щоб запобігти цьому встановлюють розширювальний бак системи опалення [2,4].

Будемо використовувати мембранний розширювальний бак. Конструкція розширювального баку уявляє собою циліндричну ємність, котра поділена на дві частини мембраною. Перша частина створена для води, а друга – заповнена газом під тиском. При нагріванні зайвий об'єм води поступає в бак, стискаючи газ, як у баку, так і у системі в цілому, а при охолодженні вода з баку під тиском зі сторони об'єму заповненого газом, відповідно, повертається в систему. Така система дозволяє дуже суттєво спростити



Схожість



Схожість з обраним джерелом



Заміна літер абетки



Цитата



Посилання

контроль за роботою баку та його обслуговування, так як можна розміщувати розширювальні баки безпосередньо у приміщенні теплового пункту, а не у верхній точці системи опалення.

За час, що минув з публікації статті, пропонуване рішення було запатентовано і отримало практичне застосування.

Історія реалізації одноступінчастої схеми ГВС з використанням зворотного тепломережні води на першому об'єкті така: при максимальному тепловому навантаженні 8,5 Гкал/год площа під тепловий пункт фізично не дозволяла розмістити теплообмінники за двоступеневою схемою ГВП. З іншого боку, вимоги ТСО наказували використовувати теплову енергію зворотної води для нагріву гарячої води. У цій ситуації запропоноване авторами рішення було оптимальним і, крім того, дозволяло заощадити близько 350 тис. руб. тільки на обладнанні (рис. 5). Проект був узгоджений із Замовником і ТСО, за умови моніторингу показників витрати тепломережевої води і температури зворотної тепломережевої води протягом опалювального періоду.

Порівняння режимів роботи типової двоступеневої і пропонуваної одноступінчастої схеми підключення ГВП показує, що:

- у літній період їх робота істотно не відрізняється (підігрів холодної води із зовнішньої водопровідної мережі і компенсація тепловтрат в системі циркуляції ГВП здійснюється водою з трубопроводу тепломережі, що подає);
- в зимовий і перехідний періоди в пропонуваній схемі суміш холодної води і води з системи циркуляції підігрівається сумішшю зворотної води з системи опалення та води з трубопроводу, що подає.

!

# ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

[illegible]

				ТП 51 56 007		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Мазурук			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Голяд					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, Каф.	
Н.контр.	Боженко				ТПТ, Гр. ТП – 51	
Зав.каф.	Варламов					